

	الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية	
	People's Democratic Republic of Algeria	
	وزارة التعليم العالي والبحث العلمي	
	Ministry of Higher Education and Scientific Research	
	جامعة عبد الحميد بن باديس – مستغانم	
	Abdel Hamid Ibn Badis University – Mostaganem	
	كلية العلوم والتكنولوجيا	
	Faculty of Sciences and Technology	
قسم الهندسة الميكانيكية		

N° d'ordre : M2...../GM/2024

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière: Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

Thème

**ANALYSE NUMERIQUE ET THERMIQUE D'UN
ECOULEMENT D'AIR DANS UN FOUR ROTATIF**

Présenté par :

1-AMARA Oussama Ghoulem el Allah

2-ADDALA Mohamed Hachim

Soutenu le 24/06/ 2024 devant le jury composé de :

Président(e) :	HAOUT Samir	Professeur	Université de Mostaganem UMAB
Examineurs :	KHALDI Abdelaziz	Maitre de Conférences "B"	Université de Mostaganem UMAB
Encadrant (e) :	ATTOU Youcef	Maître Assistant "B"	Université de Mostaganem UMAB

Année universitaire 2023 / 2024

Remerciement

Nous remercions ALLAH, notre créateur de nous avoir donné les forces, la volonté et le courage afin d'accomplir ce modeste travail. Nous souhaitons exprimer notre gratitude sincère envers Monsieur DR. ATTOU YUCEF, qui, en tant qu'encadreur professionnel, a toujours été attentif et très disponible tout au long de la réalisation de ce travail. Nous lui remercions également pour son inspiration, son aide et son temps précieux, sans lesquels ce mémoire n'aurait jamais été réalisé. Nous souhaitons également exprimer notre gratitude envers Messieurs les membres du jury PR. HOUAT SAMIR et DR. KHALDI Abdelaziz pour leur honneur d'avoir accepté de participer à notre présentation. Nous exprimons notre gratitude pour leur intérêt pour ce travail et pour leurs conseils et remarques précieux. Nos remerciements s'adressent aussi aux personnes qui nous ont apporté Leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce travail ainsi qu'à la réussite de cette formidable année. En fin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos Proches et amis tenons à exprimer notre profonde gratitude à nos familles qui Nous ont toujours soutenues et encouragées au cours de la réalisation de ce Mémoire.

Liste des figures :

Figure I.1:	Fabrication de ciment – schéma [1]	3
Figure I.2:	Four rotatif à ciment [8]	6
Figure I.3:	Mode de transfert thermique du four rotatif	8
Figure II.1:	Technique de la simulation numérique directe DNS	12
Figure II.2:	Technique de la simulation des grandes échelles LES	12
Figure II.3:	Technique de la simulation statique RANS	13
Figure II.4:	Évolution temporelle de la vitesse en régime turbulent	14
Figure III.1:	Discretisation d'un domaine en volumes élémentaires pour un problème bidimensionnel	24
Figure III.2:	Volume de contrôle à travers lequel se fait l'intégration	25
Figure III.3:	Schéma du maillage	26
Figure III.4:	Exemples de maillages structurés	27
Figure III.5:	Exemples de maillages non-structurés	28
Figure III.6:	Procédure numérique globale pour la simulation sur ces codes de calculs ICEM CFD et FLUENT [44]	28
Figure III.7:	Réalisation de la géométrie et génération du maillage par ICEM CFD 14.0	29
Figure III.8:	Interface générale du logiciel ANSYS Fluent 14.0	30
Figure III.10:	Profil de l'évolution des résidus de calcul	32
Figure III.11:	Modèle bidimensionnel de four rotatif :(a) parois lisses, (b) parois ailettes $p/D=0.04$, (c) parois ailettes $p/D=0.08$, (d) parois ailettes $p/D=0.12$, (e) parois ailettes $p/D=0.16$.	33
Figure III.12:	Maillage final (maillage hexaèdre) généré dans ICEM CFD (a) four à parois lisses ; (b) parois ailettes	34
Figure III.13:	Schéma de conditions aux limites	35
Figure IV.1:	Validation du modèle numérique "K-eps réalisable".	36
Figure IV.2:	Variation de la température pour différentes profondeurs	38
Figure IV.3:	Variation du nombre de nusselt local pour différentes profondeurs	39
Figure IV.4:	Variation du coefficient de frottement local pour différentes	40

	profondeurs	
Figure IV.5:	Contours de température pour différentes profondeurs de l'ailettes	41
Figure IV.6:	Lignes de vitesse de l'air pour différentes profondeurs de l'ailettes	42
Figure IV.7:	Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds.	43
Figure IV.8:	Contours de température pour différents nombres de Reynolds	44
Figure IV.9:	Lignes de vitesse de l'air pour différents nombres de Reynolds	45
Figure IV.10:	Variation de la température pour différents la vitesse de rotation	46
Figure IV.11:	Variation de nombre de Nusselt pour différents la vitesse de rotation	47
Figure IV.12:	Contours de la température pour différents la vitesse de rotation	49
Figure IV.13:	Lignes de la vitesse de l'air pour différents la vitesse de rotation	51

Liste des tableaux :

Tableau II.1 : Constantes du modèle k- ϵ standard -----	18
Tableau II.2 : Constantes du modèle k- ϵ RNG-----	18
Tableau II.3 : Constantes du modèle k- ω standard-----	19
Tableau II.4 : Constantes du modèle k- ω SST -----	20
Tableau II.5 : Modèles de turbulence et leurs descriptions -----	21

Nomenclature

c	Chaleur spécifique, [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
C_f	Coefficient de frottement
$C_\mu, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}$	Coefficients des modèles de turbulence
D_h	Diamètre hydraulique, [m]
F	Coefficient d'amortissement
g	Accélération de la pesanteur, [$m^2 \cdot s^{-1}$]
h	Coefficient d'échange convectif, [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
k	Énergie cinétique turbulente, [$J \cdot kg^{-1}$]
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression, [Pa]
P_0	Pression à l'entrée de l'ailette, [Pa]
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Taux de génération de chaleur, [$W \cdot m^{-3}$]
Re	Nombre de Reynolds
D, d	Diamètre, [m]
S	Surface d'échange thermique, [m^2]
s_ϕ	Terme source
u', v', w', P', T'	Fluctuation des variables dépendantes
V_0	Vitesse à l'entrée d'air, [$m \cdot s^{-1}$]
u, v, w	Vitesse, [$m \cdot s^{-1}$]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
λ	Conductivité thermique, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
ρ	Masse volumique, [$kg \cdot m^{-3}$]
N	Vitesse de rotation, [tr. mn ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique, [$m^2 \cdot s^{-1}$]
ΔP	Pertes de charge, [Pa]
ϕ	Variable moyenne temporelle
Φ	Flux de chaleur, [W]
ϵ	Taux de l'énergie cinétique turbulente, [$m^2 \cdot s^{-3}$] ou émissivité
$\sigma_\epsilon, \sigma_k, \sigma_\omega$	Coefficients des modèles de turbulence
Γ_{ij}	Coefficient de transport de turbulence
τ_{wall}	Contrainte de cisaillement
U_τ	Vitesse de frottement, [$m \cdot s^{-1}$]

Liste des abréviations :

CFD	Computational Fluid Dynamics.
DNS	Direct Numerical Simulation.
EDP	Équations aux Dérivées Partielles
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Average Navier Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SST	Shear Stress Transport.
VC	Volumes de Contrôle

Résumé :

Ce travail propose une étude numérique du transfert de chaleur par convection dans un four rotatif incliné à un angle fixe et tournant à une vitesse de rotation constante et faible. L'objectif est d'améliorer les performances thermiques d'un conduit de four rotatif avec des ailettes en forme de trapèze montées sur la paroi extérieure. Quatre profondeurs, avec un rapport p/D allant de 0,04 à 0,16, ont été testées. Dans cette étude, les résultats numériques sont obtenus pour :

- Différentes valeurs de la profondeur des ailettes.
- Différentes vitesses de l'air chaud.
- Différentes vitesses de rotation du four.

Cette étude a révélé que l'augmentation de la profondeur des ailettes réduit la température de la paroi extérieure du four par rapport à une paroi lisse et augmente le nombre de Nusselt, surtout pour les ailettes avec des profondeurs de $p/D = 0,12$ et $0,16$. Cette étude numérique est réalisée avec le code ANSYS Fluent 14.0, qui résout les équations de Navier-Stokes par la méthode des volumes finis (MVF), en utilisant le modèle de turbulence k-epsilon réalisable.

Mots clés : MVF, ANSYS Fluent, four rotatif, ailettes trapézoïdales, k-ε réalisable, nombre de Nusselt

Abstract :

This work presents a numerical study of heat transfer by convection in a rotary kiln inclined at a fixed angle and rotating at a constant, low speed. The objective is to improve the thermal performance of a rotary kiln duct with trapezoidal fins mounted on the outer wall. Four depths, with a p/D ratio ranging from 0.04 to 0.16, were tested. In this study, numerical results were obtained for:

- Different fin depths.
- Different hot air velocities.
- Different kiln rotation speeds.

This study revealed that increasing the fin depth reduces the temperature of the outer wall of the kiln compared to a smooth wall and increases the Nusselt number, especially for fins with

depths of $p/D = 0.12$ and 0.16 . This numerical study was conducted using the ANSYS Fluent 14.0 code, which solves the Navier-Stokes equations using the finite volume method (FVM), with the realizable k-epsilon turbulence model.

Keywords : FVM, ANSYS Fluent, rotary kiln, trapezoidal fins, realizable k-epsilon, Nusselt number

ملخص:

يقترح هذا العمل دراسة عددية لنقل الحرارة بواسطة الحمل الحراري في فرن دوار مائل بزاوية ثابتة ويدور بسرعة دوران ثابتة ومنخفضة. الهدف هو تحسين الأداء الحراري لقناة الفرن الدوار مع زعانف على شكل شبه منحرف مثبتة على الجدار الخارجي. تم اختبار أربعة أعماق بنسب p/D تتراوح من 0.04 إلى 0.16 . في هذه الدراسة، تم الحصول على النتائج العددية من أجل:

- قيم مختلفة لعمق الزعانف.
- سرعات مختلفة للهواء الساخن.
- سرعات دوران مختلفة للفرن

كشفت هذه الدراسة أن زيادة عمق الزعانف تقلل من درجة حرارة الجدار الخارجي للفرن مقارنة بجدار أملس وتزيد من عدد نسلت، خاصة للزعانف بعمق $p/D = 0.12$ و 0.16 . تم إجراء هذه الدراسة العددية باستخدام برنامج ANSYS Fluent 14.0 الذي يحل معادلات نافير-ستوكس باستخدام طريقة الحجم المحدودة (MVF) باستخدام نموذج الاضطراب k-epsilon القابل للتحقيق.

الكلمات الرئيسية: ANSYS Fluent ، MVF ، فرن دوار، زعانف شبه منحرف، $k-\epsilon$ القابل للتحقيق، عدد نسلت.

Table des matières

Remerciement	I
Liste des figures :	II
Liste des tableaux :	IV
Nomenclature	V
Liste des abréviations :	V
Résumé :	VI
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralistes et synthèses bibliographique sur l'étude des écoulements dans un four rotatif	2
I.1 Introduction	3
I.2 Processus de fabrication de ciment	3
I.2.1 Extraction et pré-homogénéisation des matières premières	4
I.2.2 Préparation de matières premières	4
I.2.3 Cuisson de la farine conduisant à la création du clinker	4
I.2.4 Broyage du clinker et fabrication du ciment	5
I.2.5 Stockage et expédition de ciment	5
I.3 Présentation des fours rotatifs de cimenterie	5
I.4 Les transferts thermiques dans le four rotatif	6
I.5 Etude bibliographique	7
I.6 Conclusion	9
Chapitre II : Modélisation de la turbulence	10
II.1 Introduction	11
II.2 Phénomène de turbulence	11
II.3 Principales méthodes d'approches pour la turbulence	11
II.3.1 Simulation numérique directe (DNS)	11
II.3.2 Simulation des grandes échelles (LES)	12
II.3.3 Équations de Navier-Stokes Moyennées (RANS)	13
II.4 Équations Gouvernantes	14
II.5 Modèles de Fermetures	15
II.5.1 Hypothèse de Boussinesq	15
II.5.2 Le Modèle Spalart-Allmaras	16
II.5.3 Le modèle $k - \varepsilon$	16
II.5.4 Le modèle $k - \omega$ standard	19
II.5.5 Avantages et inconvénients des différents modèles de turbulence :	20
II.6 Conclusion :	21

Chapitre III : Méthode numérique	22
III.1 Introduction	23
III.2 Les résolutions numériques	23
III.2.1 Méthode des différences finies	23
III.2.2 Méthode des éléments finis	23
III.3 Présentation d'ICEM et de FLUENT	28
III.3.1 ICEM-CFD	28
III.3.2 ANSYS Fluent 14.0	29
III.4 Description du problème	32
III.4.1 Génération de maillage avec ICEM-CFD	33
III.4.2 Conditions aux limites	35
III.4.3 Étude du Maillage	35
III.5 Conclusion	36
Chapitre IV : Résultats et discussions	37
IV.1 Introduction	38
IV.2 Validation des résultats	38
IV. 3 Impact de la variation de la profondeur de l'ailette trapézoïdale	38
IV. 3. 1 Variation de Température	38
IV.3.2Variation du nombre de Nusselt local	39
IV.3.3Variation du coefficient de frottement local C_f	40
IV.3.4 Contours de Température	41
IV.3.5 Lignes de courant	42
IV.4L'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement	44
IV.4.1Variation de nombre de Nusselt	44
IV.4.2 Contours de Température	44
IV.4.3 Lignes de courant	46
IV.5 Impact de variation de la vitesse de rotation sur l'écoulement	47
IV.5.1Variation de la température	47
IV.5.3 Contours des températures	48
IV.5.4 Lignes de courant	49
IV.5 Conclusion	50
Conclusion générale	51
Perspectives	51
Reference bibliographique	52

Introduction générale

L'industrie du ciment en Algérie s'est progressivement améliorée ces dernières années avec l'augmentation du nombre de lignes de production de ciment. Le four rotatif est l'équipement principal utilisé dans cette production, allant de la calcination du calcaire à la cuisson du clinker, composant essentiel du ciment. C'est un type d'échangeur de chaleur constitué d'un tube en acier revêtu de briques réfractaires. Le four rotatif tourne à une vitesse de 0,5 à 5 tours par minute et est incliné de 1 à 4 degrés. Son fonctionnement implique des phénomènes complexes de transfert de chaleur et de masse, rendant son optimisation un défi constant pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire les coûts de production.

L'objectif principal de ce travail est de maîtriser le code commercial "FLUENT" en tant qu'outil de simulation numérique. Pour atteindre ce but, nous avons réalisé une simulation numérique du transfert de chaleur par convection dans un four rotatif. Notons que nous avons utilisé le modèle (k- ϵ Réalisable) pour la résolution de l'équation de Navier-Stokes. Enfin, nous confronterons les résultats numériques de la simulation obtenue avec les données de la cimenterie LAFARGE OGGAZ, afin de vérifier sa capacité de prédiction du comportement dynamique et thermique.

Ce mémoire est organisé comme suit :

Dans le chapitre 1, nous avons détaillé les généralités et réalisé une synthèse bibliographique sur l'étude des écoulements dans les fours rotatifs des cimenteries.

Dans le chapitre 2, nous présenterons la modélisation de la turbulence. Ensuite, dans le chapitre 3, nous aborderons les codes de simulation numérique des écoulements, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), qui résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide.

Enfin, le chapitre 4 concerne les résultats de la simulation numérique pour un modèle à deux dimensions. Les résultats obtenus s'articulent autour des profils thermiques et dynamiques en utilisant le modèle numérique k- ϵ réalisable, et nous terminerons avec une conclusion générale.

Chapitre I : Généralistes et synthèses bibliographique sur l'étude des écoulements dans un four rotatif

I.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons décrire le procédé de cuisson du clinker de la cimenterie d'Oggaz Mascara, tout en précisant son importance et ses influences dans ce secteur industriel.

I.2 Processus de fabrication de ciment

Le ciment est un liant hydraulique fabriqué à partir du clinker broyé, obtenu par la combinaison chimique à très haute température de calcaire et d'argile. Des ajouts sont ensuite mélangés au clinker, dans des proportions très précises, qui donneront au ciment des caractéristiques spécifiques.

Le processus de fabrication du ciment comporte cinq étapes principales :

- Extraction et pré-homogénéisation des matières premières
- Préparation de matières premières pour former de la farine crue (ou de la pâte pour le processus humide)
- Cuisson de la farine conduisant à la création du clinker
- Broyage du clinker et fabrication du ciment
- Stockage et expédition de ciment.

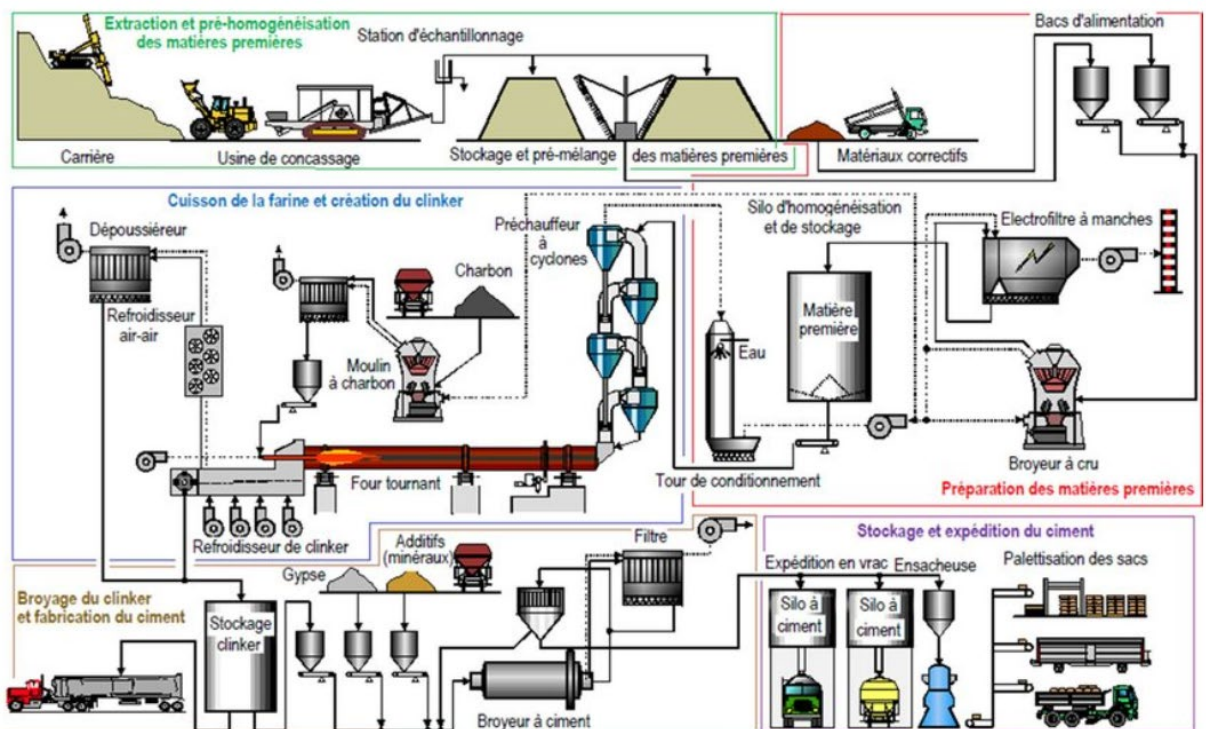


Figure I.1 : Fabrication de ciment – schéma [1]

I.2.1 Extraction et pré-homogénéisation des matières premières

Les cimenteries ont généralement une ou plusieurs carrières, à partir desquelles les matières premières sont extraites. Le calcaire et l'argile sont les principaux matériaux utilisés dans la fabrication du ciment. Le minerai calcaire peut être du carbonate de calcium (CaCO_3), de la dolomite ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$ ou $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$), ou Calcium and Magnésium Dioxyde ($\text{CaO} \cdot \text{MgO}$). Quant à l'argile, elle peut prendre les formes suivantes :

- Kaolinite : $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot (\text{OH})_4$
- Halloysite : $\text{Al}_2(\text{Si}_2\text{O}_5) \cdot (\text{OH})_4$
- Montmorillonite : $(\text{Na}, \text{Ca})_{0,3} (\text{Al}, \text{Mg})_2\text{Si}_4\text{O}_{10}(\text{OH})_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$
- Illite ou phyllosilicates : $\text{K}_{0,65} \text{Al}_2(\text{Al}_{0,65}\text{Si}_{3,35}\text{O}_{10}) \text{OH}$
- Chlorite : $\text{Mg}_5 (\text{Al}, \text{Fe}) (\text{OH})_8(\text{Al}, \text{Si})_4\text{O}_{10}$
- Sépiolite : $\text{Mg}_4\text{Si}_6\text{O}_{15}(\text{OH})_{22} \cdot 2\text{H}_2\text{O}$

L'extraction de ces deux matériaux peut se faire dans la même carrière ou dans des carrières différentes. Après broyage, les calcaires sont stockés dans le hall de stockage des matières premières (calcaire), dont la capacité Pour l'argile, l'extraction se fait le plus souvent par excavation directe (en surface). L'homogénéisation préalable de l'argile se fait sur le même site d'excavation.

I.2.2 Préparation de matières premières

Le matériau est extrait du stock à l'aide d'un grattoir de récupération latéral sur des rails. Le racleur peut récupérer environ 150 tonnes par heure. Les produits sont ensuite transportés par des bandes transporteuses vers les doseurs de calcaire et d'argile pour ajuster les proportions. La composition moyenne utilisée est de 80% de calcaire et 20% d'argile. Le mélange obtenu est envoyé au moulin pour obtenir un mélange homogène appelé "farine" sous forme de poudre fine (diamètre inférieur à 200 microns [2,3]) avec une composition fixe. La composition habituelle du mélange reste dans certaines proportions suivantes [4] :

- Carbonate de calcium (CaCO_3) : de 77 à 83 %
- Silice (SiO_2) : de 13 à 14%
- Alumine (Al_2O_3) : de 2 à 4%
- Oxyde de fer (Fe_2O_3) : 1,5 à 3%. (Ce sont les oxydes qui donnent au ciment Portland sa couleur grise).

Dans les installations modernes, le broyeur permet le séchage et le broyage des matières premières. La chaleur provenant du circuit de gaz du four rotatif rend cela possible. Le broyage des matières premières a été au centre d'une meilleure utilisation de l'énergie [5]. Différents types de broyeurs sont utilisés, avec des cailloux ou des boules, pour moudre les charges. Des systèmes de tamisage sont souvent utilisés pour séparer les fractions insuffisamment broyées. La farine obtenue est transportée vers les silos de stockage et d'homogénéisation. Elle est ensuite appelée "farine crue" ou "four" dans le langage du ciment.

I.2.3 Cuisson de la farine conduisant à la création du clinker

La farine est extraite des silos d'homogénéisation à l'aide de suppresseurs d'air et transportée vers les doseurs via des convoyeurs à vis et des élévateurs à godets. Elle est ensuite

acheminée par transport pneumatique vers la tour de préchauffage où elle subit des transformations. La température de la farine varie de 60 à 80 °C à son entrée dans la tour, puis atteint 900 °C dans les échangeurs cycloniques avant d'entrer dans le four rotatif. À l'intérieur du four, diverses transformations physico-chimiques se produisent, notamment l'effondrement de la structure cristalline de l'argile, la décarbonation et le Clink ring.

Comme ordre de grandeur de la consommation d'énergie, Charron [6] donne une valeur moyenne de 3200 kJ/kg de clinker. À la sortie du four, le clinker est encore à des températures très élevées (1200 °C), d'où la nécessité de refroidir. Le clinker est transporté vers le plus froide, où elle laisse une température maximale de 200 °C.

I.2.4 Broyage du clinker et fabrication du ciment

À la sortie du refroidisseur, le clinker est transporté dans le hall de stockage du clinker, dont la capacité peut atteindre plusieurs 1000 tonnes. Du hall de stockage, le clinker est extrait avec une tranchée et transporté à la cimenterie en utilisant la bande convoyeuse, puis élévateurs à godets. Les normes sur le ciment exigent que le broyage soit fait de 97 % de clinker et de 3 % de gypse ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$). Le clinker et le gypse sont alimentés dans l'usine à l'aide de deux alimentateurs, qui assurent le dosage entre le clinker et le gypse (de la salle de stockage de gypse).

I.2.5 Stockage et expédition de ciment

Le ciment produit à la cimenterie est acheminé par des conduites pneumatiques vers les silos de stockage. La capacité de stockage varie de quelques tonnes à plusieurs milliers de tonnes. Le ciment est ensuite extrait des silos par des extracteurs pneumatiques et transporté à l'atelier d'ensachage par des convoyeurs à vis et des élévateurs à godets. L'ensachage se fait avec un ensacheur à débit pouvant atteindre plusieurs centaines de tonnes par heure. Le ciment est placé dans des sacs de 50 kilogrammes et expédié via des toboggans et des bandes transporteuses vers les camions et les wagons de chemin de fer [7].

I.3 Présentation des fours rotatifs de cimenterie

Les fours rotatifs des cimenteries permettent la cuisson des matériaux de base pour l'obtention de clinker. Le four est un long cylindre incliné en rotation permanente permettant le déplacement du matériau. Un bruleur chauffe le matériau, et les gaz chauds circulent dans le sens contraire du déplacement du matériau. La virole du four rotatif se compose de plusieurs tronçons de tailles différentes assemblés par soudage et revêtus de briques réfractaires. Chaque tronçon du four a une épaisseur spécifique et les matériaux sont choisis pour résister aux contraintes dues aux charges mécaniques et thermiques appliquées. La température de service à l'intérieur du four dépasse les 1500 °C et croît au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée, elle est contrôlée en permanence à l'extérieure de la virole au moyen d'un appareil de mesure approprié. Grâce au revêtement réfractaire, la valeur de référence de la température maximale de la virole métallique est de 350°C.



Figure I.2 : *four rotatif à ciment* [8]

Lors du fonctionnement, la température extérieure de la virole peut dépasser la limite prévue en raison d'un briquetage endommagé ou trop mince. Il est urgent de remplacer ou réparer le revêtement réfractaire dans les zones où la température est excessive. Pour prévenir la chute des briques réfractaires qui assurent l'isolation thermique à l'intérieur du four, il est essentiel de surveiller l'ovalité et l'alignement des tronçons de la structure métallique. Une étude détaillée de la déformation du four est réalisée pour anticiper la chute des briques réfractaires [9].

I.4 Les transferts thermiques dans le four rotatif

Dans un four, le transfert de chaleur se fait principalement par rayonnement, convection et conduction. Le rayonnement thermique se produit lorsque la chaleur est transférée par les rayons infrarouges émis par la flamme et les gaz de combustion. Ce mode de transfert de chaleur est essentiel dans la zone de cuisson du four. La convection thermique se produit lorsque la chaleur est transférée par le déplacement des fluides, tels que les gaz chauds, à l'intérieur du four. Dans le cas d'un four rotatif, la convection joue un rôle secondaire dans la zone de cuisson, mais elle peut avoir un impact significatif dans d'autres parties du four, comme le préchauffeur. La conduction thermique se produit lorsque la chaleur est transférée à travers un matériau solide, comme les parois du four ou les matériaux à l'intérieur du four. La conduction joue un rôle important dans l'échange de chaleur entre la paroi interne du four et les matériaux, ainsi que dans le chauffage des matériaux eux-mêmes. C'est ce transfert de chaleur qui détermine la vitesse de chauffage des matériaux et leur temps de séjour dans le four.

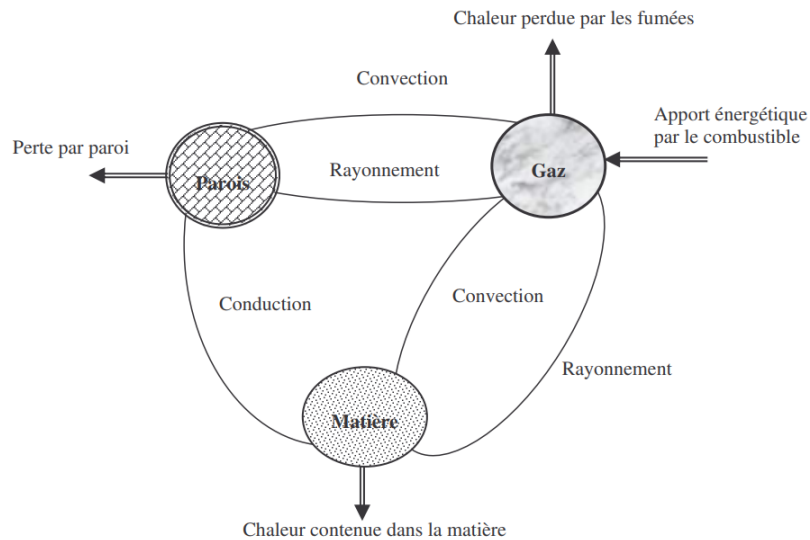


Figure I.3 : *Mode de transfert thermique du four rotatif*

I.5 Etude bibliographique

Le phénomène de transfert de chaleur dans un four rotatif est compliqué car il inclut à la fois la conduction, la convection et le rayonnement. De nombreux chercheurs ont étudié le mécanisme de transfert de chaleur dans les fours réfractaires :

Schmidt et Nikrityuk [11] ont réalisé une simulation numérique bidimensionnelle (2D) du transfert de chaleur transitoire dans un four rotatif horizontal à l'aide du DNS. Ils ont démontré que le vortex de gaz améliorerait le transfert de chaleur par convection au sommet du lit de particules.

El attar et al [12,13] ont utilisé une simulation CFD bidimensionnelle (2D) pour étudier l'impact des conditions de fonctionnement du four rotatif et des paramètres géométriques du brûleur sur les caractéristiques de la flamme telles que la chaleur et le débit de fluide lors de l'utilisation de combustibles gazeux. Ils ont également étudié les effets du rapport d'air primaire, de la géométrie du brûleur sur le champ d'écoulement, ainsi que sur la température maximale des parois du four.

Cook et Cundy [14] ont présenté un modèle analytique pour le processus de transfert de chaleur qui se déroule entre la paroi chauffée d'un cylindre rotatif et le solide qu'il contient avec une teneur en humidité initiale égale à 2 à 7 % de la masse des solides secs.

Imbert et Paschkis [15] ont établi, à la suite de considérations théoriques, que pour obtenir une élévation de température déterminée dans les fours rotatifs, ceux-ci devraient avoir une longueur comprise dans une « fourchette » bien précise. Ils se basèrent dans leurs études sur la variation des coefficients de transfert thermique.

La transmission de la chaleur dans le four rotatif a également été étudiée en détail par **Folliot** [16]. Son travail est caractérisé par la mise en œuvre des méthodes d'expérimentation très complètes, allant jusqu'à faire des ouvertures dans la paroi du four pour effectuer des mesures

sur le rayonnement direct de la flamme. Ces mesures directes sont permises à l'auteur de tirer des conclusions très intéressantes à la fois pour la conduite, le dimensionnement, l'isolation thermique des fours et l'amélioration des échanges thermiques

Onissi et Von [17] ont effectué des études pour établir des formules concernant les fours rotatifs et leur transfert de chaleur. Ils ont étudié les conditions internes des fours rotatifs lors des arrêts. À la suite des études effectuées en fonctionnement réel sur différents fours, ils ont pu dériver des formules complémentaires et nouvelles pour les dimensions des fours.

Csernyei et al. [18] ont mené une étude numérique pour étudier l'échange de chaleur convective causé par de multiples jets circulaires qui empiètent sur un cylindre horizontal, comme en témoigne le refroidissement des fours à ciment rotatifs à l'aide de grands ventilateurs axiaux. L'effet de la modification des paramètres géométriques des ventilateurs de refroidissement de la coquille sur la température de la coquille du four a également été étudié.

Barr et al. [19] ont réalisé une étude à l'aide d'un four rotatif à échelle pilote et l'ont comparée aux résultats d'un modèle mathématique. Une forte augmentation de l'apport calorifique net au début d'une réaction endothermique du lit en vrac et du cycle de température du réfractaire interne a été observée. Cependant, il n'y a pas eu de saut dans la perte de chaleur de la paroi du four à travers le réfractaire.

Gorog et al. [20] ont intégré les coefficients de transfert de chaleur convective et radiative dans un four afin de produire un modèle simplifié capable de déterminer le transfert de chaleur vers le matériau du lit et la chaleur perdue par la coquille du four. Négligeant les effets de la chimie dans le four, ce modèle a produit des résultats précis à 5 %.

Watkinson et Brimacombe [21] ont constaté que la chaleur transférée du gaz au solide augmentait d'un facteur 2 à 4 si le mélange était amélioré. Le transfert de chaleur augmente avec des poudres, mais les améliorations par les intégrés n'ont pas été identifiées.

Attou et al. [22] ont mené une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection dans un four rotatif. Leur recherche a impliqué la conception de rainures en forme de V avec différentes profondeurs (h/D de 0,1 à 0,4). Ils ont testé plusieurs modèles de turbulence ($k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ Réalisable, $k-\omega$ SST, $k-\varepsilon$ RNG) pour valider les résultats de la simulation numérique. Leurs résultats ont montré que les rainures plus profondes réduisent la température de la paroi externe du four rotatif par rapport aux parois lisses et augmentent le nombre de Nusselt, en particulier pour les rainures avec des profondeurs h/D de 0,3 et 0,4. **Attou et al.** [23] ont également fait une analyse numérique sur le transfert thermique dans un espace annulaire. Ils ont utilisé des ailettes de forme trapézoïdale montés sur les différentes parois des cylindres.

Gorog et al. [24,25] ont examiné le transfert de chaleur ainsi que le transfert de chaleur régénérative à partir de la paroi tournante dans les fours avec et sans flammes, en variant la température et la composition de l'air secondaire ainsi que le type de combustible utilisé. Ils ont également pris en compte le transfert de chaleur conductive et convective.

Gorog et al. [26] ont élaboré un modèle mathématique pour examiner le transfert de chaleur radiatif, convectif et conducteur ainsi que le transfert de chaleur régénératif à partir de la paroi tournante du four.

Thornton et Batterham [27] ont décrit un modèle phénoménologique 1D d'un four rotatif utilisé pour le traitement des boulettes de minerai de fer. Ce modèle tient compte du transfert de chaleur par rayonnement et convection dans la phase gazeuse et de la conduction solide à travers la paroi du four. Le mouvement des solides est considéré avec le transfert de chaleur à l'intérieur du lit, du lit au gaz, et aux parois.

Tscheng et Watkinson [28] ont poursuivi des recherches sur les processus de transfert de chaleur par convection dans un four rotatif et ont développé une corrélation pour le nombre de Nusselt due à la convection entre le gaz et le lit, ainsi qu'entre le gaz et la paroi interne.

I.6 Conclusion

Le four rotatif est un élément central dans le processus de production du ciment. Il permet la transformation des matières premières en clinker, qui est ensuite utilisé pour fabriquer du ciment.

Dans le prochain chapitre, nous allons aborder la description de la modélisation numérique d'un écoulement d'air dans un four rotatif.

Chapitre II : Modélisation de la turbulence

II.1 Introduction

La dynamique des fluides numérique (CFD) est un outil crucial pour analyser les écoulements de fluides en résolvant numériquement les équations qui les régissent. Ce chapitre présente les équations fondamentales de l'écoulement des fluides et les méthodes de modélisation de la turbulence, un phénomène clé et complexe dans les écoulements industriels comme celui de l'air dans un four rotatif.

La turbulence, avec ses fluctuations chaotiques et tridimensionnelles, influence fortement les transferts de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Ce chapitre explore les diverses méthodes de modélisation de la turbulence, telles que les modèles RANS, LES et DNS, en détaillant leurs avantages, limitations et applications pour assurer des prédictions précises des écoulements de fluides.

II.2 Phénomène de turbulence

La turbulence est un état complexe et chaotique de l'écoulement des fluides, caractérisé par des fluctuations tridimensionnelles, aléatoires et tourbillonnantes du champ de vitesse. Contrairement aux écoulements laminaires, où les couches de fluide glissent de manière régulière les unes sur les autres, les écoulements turbulents contiennent une multitude de structures de différentes tailles et fréquences.

Les grandes structures dans un écoulement turbulent, souvent appelées gros tourbillons, sont porteuses d'énergie cinétique produite par les gradients de vitesse de l'écoulement moyen. Cette énergie est ensuite transférée aux plus petites structures jusqu'à être dissipée en chaleur par la viscosité du fluide.

La turbulence se produit à des nombres de Reynolds élevés, indiquant que les forces d'inertie dans l'écoulement sont suffisamment grandes pour provoquer l'apparition de tourbillons turbulents. Le nombre de Reynolds (Re) est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans un écoulement, et il est utilisé pour distinguer les régimes d'écoulement laminaire, transitoire et turbulent. Des perturbations dans l'écoulement, comme des variations de vitesse ou des obstacles, peuvent également générer de la turbulence, rendant les simulations CFD de ces écoulements particulièrement complexes et exigeantes.

II.3 Principales méthodes d'approches pour la turbulence

Pour modéliser et simuler la turbulence dans les écoulements de fluides, plusieurs méthodes et approches ont été développées. Ces méthodes varient en termes de complexité, de précision et de coût computationnel. Les principales approches utilisées en CFD pour la modélisation de la turbulence sont les suivantes :

II.3.1 Simulation numérique directe (DNS)

La Simulation Numérique Directe (DNS) représente une approche où toutes les variations spatiales et temporelles des écoulements turbulents sont résolues sans recourir à des modèles de turbulence. Cependant, son utilisation est restreinte en raison de ses exigences computationnelles élevées, ce qui la rend particulièrement coûteuse en termes de temps de calcul et de ressources informatiques. De plus, elle est généralement limitée à des configurations géométriques simples pour des raisons de faisabilité computationnelle, comme indiqué dans la Figure II.1.

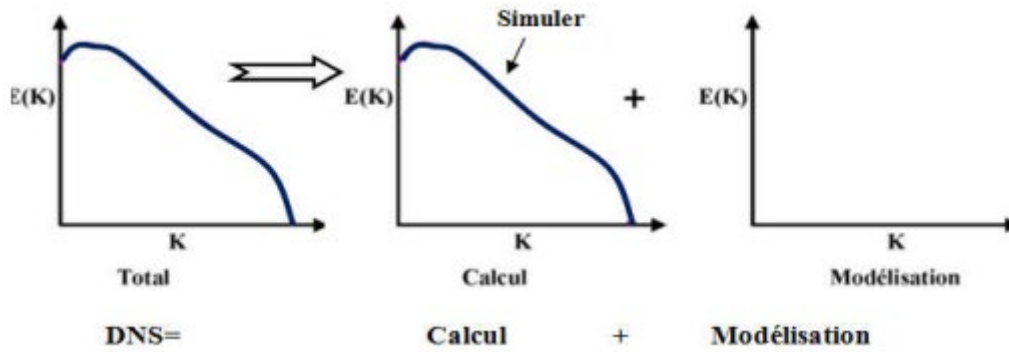


Figure II.1 : Technique de la simulation numérique directe DNS

II.3.2 Simulation des grandes échelles (LES)

La Simulation des Grandes Échelles (LES) a été initialement conçue dans les années 1960 pour simuler les écoulements atmosphériques. Avec l'avènement des capacités de calcul plus avancées, cette méthode est devenue une option prometteuse et efficace pour simuler les écoulements turbulents, en particulier ceux rencontrés dans des configurations d'ingénierie complexes.

Proposée dès 1963 par Smagorinsky [29], l'approche LES (Large Eddy Simulation) consiste à calculer directement les grands tourbillons présents dans les écoulements turbulents à grande échelle, tandis que seuls les tourbillons plus petits sont modélisés, comme illustré dans la Figure II.2. Cette approche permet une réduction significative du coût de calcul par rapport à la Simulation Numérique Directe (DNS) [30].

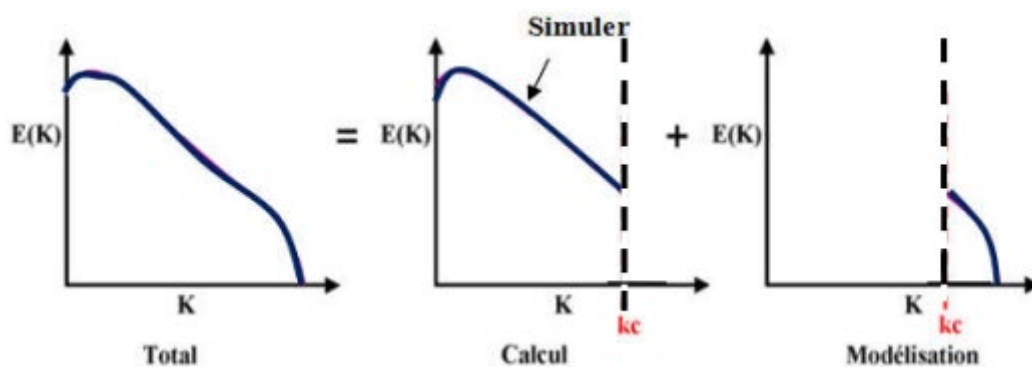


Figure II.2 : Technique de la simulation des grandes échelles LES

Comparée à l'approche RANS, la simulation des grandes échelles est plus précise car elle capture directement les grands tourbillons, qui contiennent la majeure partie de l'énergie turbulente. En revanche, dans l'approche RANS, ces tourbillons sont modélisés. De plus, les petites échelles tendent à présenter une plus grande isotropie et homogénéité que les grandes échelles, ce qui rend la modélisation des écoulements LES plus aisée que celle de toutes les échelles dans un même modèle, comme c'est le cas dans la méthode RANS.

II.3.3 Équations de Navier-Stokes Moyennées (RANS)

La méthode de résolution numérique des équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) se concentre exclusivement sur les équations de transport des grandeurs moyennées, en intégrant toutes les échelles de la turbulence. Cette approche, qui traite uniquement les variables moyennées, permet de réduire la complexité des calculs. Cependant, étant donné la nature complexe de la turbulence, il est peu probable qu'un modèle RANS puisse capturer toutes ses échelles. Par conséquent, dans les modèles RANS, on a souvent recours à des méthodes statistiques pour aborder ces problèmes [31].

L'approche RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) est largement préférée pour la modélisation des écoulements turbulents. Pour convertir les équations de Navier-Stokes en équations RANS, on suppose que les fluctuations de vitesse (turbulentes) peuvent être distinguées de la vitesse moyenne. Cette séparation d'une variable en une composante moyenne (\bar{u}) et une composante fluctuante (u') est généralement désignée sous le nom de "décomposition de Reynolds". Par exemple, la décomposition de Reynolds de la composante de vitesse u_i est :

$$u_i(x, t) = \bar{u}_i(x) + u'_i(x, t) \quad (\text{II.1})$$

L'attention se porte principalement sur l'écoulement du fluide en régime permanent, et il n'est donc pas nécessaire de simuler en détail l'écoulement instantané. Cette approche permet une considérable réduction du temps de calcul. C'est le principe fondamental de l'approche de Navier-Stokes moyennée, où seules les grandeurs moyennes sont résolues, tandis que l'influence de toutes les échelles de mouvement turbulent instantané est représentée par un modèle de turbulence.

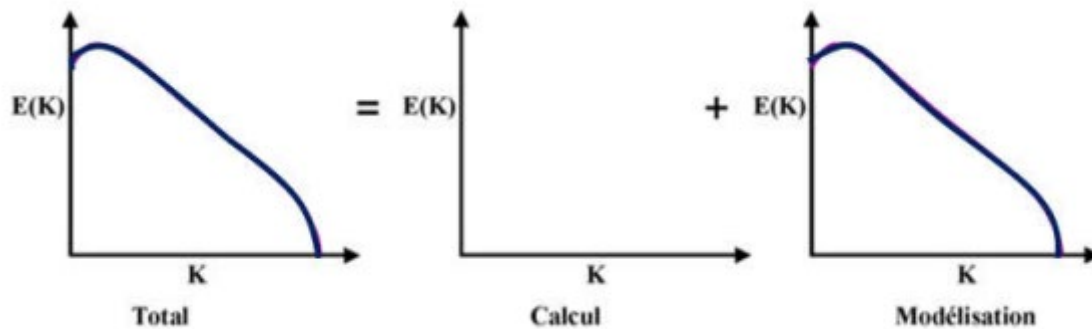


Figure II.3 : *Technique de la simulation statique RANS*

L'approche de Reynolds implique de représenter les grandeurs instantanées comme des variations autour des grandeurs moyennes. En conséquence, les valeurs instantanées de la vitesse, de la pression et de la température sont décomposées en composantes moyennes et fluctuantes [32] :

$$\begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ v &= \bar{v} + v' \end{aligned} \quad (\text{II.2})$$

$$w = \bar{w} + w'$$

$$P = \bar{P} + P'$$

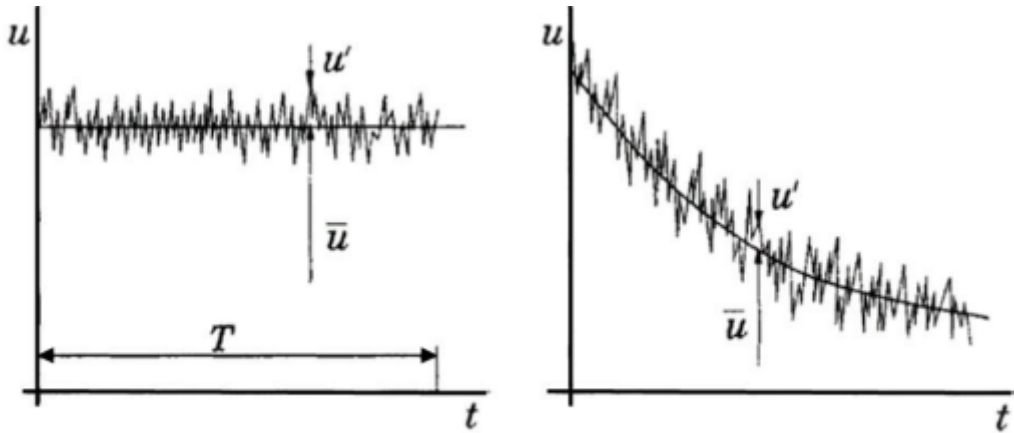


Figure II.4 : Évolution temporelle de la vitesse en régime turbulent

II.4 Équations Gouvernantes

Les équations gouvernant les écoulements de fluides constituent le fondement de la modélisation en dynamique des fluides numérique (CFD). Ces équations décrivent la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans un fluide en mouvement. Les principales équations gouvernant les écoulements de fluides sont les équations de conservation de la masse (équation de continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et de l'énergie (équation de l'énergie) [33].

Équation de Continuité :

L'équation de continuité exprime la conservation de la masse dans un fluide. Elle stipule que la variation de la masse volumique du fluide dans un volume donné est égale au taux de variation du flux de masse à travers les frontières de ce volume.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II.3})$$

Équations de Navier-Stokes :

Les équations de Navier-Stokes expriment la conservation de la quantité de mouvement dans un fluide. Elles décrivent comment la vitesse du fluide évolue dans le temps et dans l'espace en réponse aux forces extérieures et aux variations de pression à l'intérieur du fluide. Les équations de Navier-Stokes prennent la forme de trois équations vectorielles différentielles, une pour chaque composante de la vitesse. Il est donné par la relation suivante :

$$\rho U_j \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) + \rho g_i \quad (\text{II.4})$$

Équation de l'Énergie :

L'équation de l'énergie exprime la conservation de l'énergie dans un fluide. Elle décrit comment l'énergie interne du fluide, associée à la température, évolue dans le temps et dans l'espace en réponse aux flux de chaleur et de travail, ainsi qu'aux pertes visqueuses à l'intérieur du fluide.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_j' t_p'}) \quad (\text{II.5})$$

Toutes ces équations ont la forme générale suivante :

$$\frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S_\phi \quad (\text{II.6})$$

II.5 Modèles de Fermetures

La modélisation de la turbulence est un domaine de recherche intensément étudié, avec des applications pratiques variées. Depuis les premiers travaux de Boussinesq et de Prandtl, de nombreux modèles ont été développés. Les récents progrès incluent des modèles de transport des tenseurs de Reynolds avec des coefficients dépendant de l'anisotropie, utilisant des approximations d'ordre supérieur pour les corrélations de pression, permettant de décrire des états de turbulence « extrêmes » caractérisés par de fortes anisotropies.

Pour modéliser un écoulement turbulent, il est crucial d'utiliser des équations mathématiques qui expliquent le mélange et la diffusion accrues causés par les fluctuations turbulentes. Les modèles de turbulence prédisent principalement les inconnues, comme les contraintes de Reynolds. Le choix du modèle de turbulence dépend de plusieurs facteurs : la physique des écoulements, le niveau de précision requis, les ressources de calcul disponibles et le temps de simulation.

ANSYS Fluent offre plusieurs modèles de turbulence pour répondre à diverses exigences de simulation :

- **Modèle Spalart-Allmaras** : Un modèle à une équation adapté aux écoulements externes.
- **Modèle k-ε** : Comprend les variantes Standard, RNG et Réalisable.
- **Modèle k-ω** : Comprend les variantes Standard et SST.
- **Modèles de Transition SS** : Utilisés pour modéliser les transitions de la turbulence.
- **Modèle de Contraintes de Reynolds (Reynolds Stress Model, RSM)** : Capable de modéliser des écoulements avec anisotropie élevée.
- **Modèle DES (Detached Eddy Simulation)** : Combine les aspects de RANS et LES pour simuler les tourbillons détachés.
- **Modèle LES (Large Eddy Simulation)** : Simule directement les grandes structures turbulentes tout en modélisant les plus petites.

II.5.1 Hypothèse de Boussinesq

L'hypothèse de Boussinesq est une simplification importante dans la modélisation de la turbulence. Introduite par Joseph Boussinesq [34] en 1877, cette hypothèse permet de modéliser l'effet de la turbulence sur l'écoulement moyen en assimilant les contraintes de Reynolds à des contraintes visqueuses apparentes.

L'hypothèse de Boussinesq suppose que les contraintes turbulentes, ou contraintes de Reynolds, peuvent être représentées de manière analogue aux contraintes visqueuses présentes dans un fluide laminaire. En d'autres termes, les fluctuations de vitesse dans un écoulement turbulent produisent un effet de cisaillement qui peut être modélisé comme une viscosité turbulente ajoutée à la viscosité moléculaire.

La formulation mathématique de l'hypothèse de Boussinesq exprime les contraintes de Reynolds (τ_{ij}) en termes de viscosité turbulente (μ_t) et des taux de déformation du fluide moyen ($\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$) :

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = -\frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.7})$$

La viscosité turbulente μ_t et l'énergie cinétique turbulente k jouent des rôles essentiels dans la modélisation de la turbulence. L'hypothèse de Boussinesq postule que la viscosité turbulente est isotrope, c'est-à-dire uniforme dans toutes les directions. Cette simplification permet de représenter les effets des fluctuations turbulentes de manière simplifiée.

Il existe plusieurs modèles de turbulence utilisés en CFD, classés principalement en fonction de leur complexité :

Modèles du Premier Ordre :

- Modèle de turbulence à zéro équation de transport : Utilise des relations algébriques pour fermer le problème sans introduire d'équations supplémentaires pour le transport des grandeurs turbulentes, des contraintes ou des flux. Un exemple est le modèle de longueur de mélange de Prandtl.
- Modèle de turbulence à une équation de transport : Inclut le modèle Spalart-Allmaras, qui utilise une seule équation de transport pour modéliser la turbulence.
- Modèles de turbulence à deux équations : Comprend le modèle $k - \varepsilon$ et ses variantes (RNG, Realizable) ainsi que les modèles $k - w$ Standard et SST.

Modèles du Deuxième Ordre :

- Modèle de turbulence aux tenseurs de Reynolds : Le modèle RSM (Reynolds Stress Model) qui prend en compte les tensions de Reynolds pour offrir une modélisation plus détaillée des écoulements turbulents anisotropes.

II.5.2 Le Modèle Spalart-Allmaras

Le modèle résout une seule équation de transport pour une variable de travail notée ν_t , qui représente la viscosité cinématique turbulente modifiée. Cette équation de transport permet de modéliser la production, la diffusion et la dissipation de la viscosité turbulente sans nécessiter de résoudre explicitement les fluctuations de vitesse turbulentes [35].

II.5.3 Le modèle $k - \varepsilon$

Le modèle $k - \varepsilon$ est un modèle de turbulence à deux équations dans le cadre des modèles RANS. Cela signifie qu'il résout deux équations de transport distinctes : l'une pour l'énergie

cinétique turbulente k et l'autre pour la dissipation turbulente ε , qui représente le taux de dissipation de k .

Le modèle $k - \varepsilon$ est le modèle de turbulence le plus couramment utilisé en ingénierie. Il est capable de modéliser une vaste gamme d'écoulements industriels pertinents sans nécessiter d'ajustements des constantes du modèle, ce qui en fait une option polyvalente et robuste.

Cependant, le modèle $k - \varepsilon$ présente certaines limites. Il a des difficultés à modéliser les écoulements avec de faibles gradients de vitesse, c'est-à-dire les faibles couches de cisaillement. De plus, il peut ne pas représenter avec précision les écoulements où la couche limite se sépare de la surface, ainsi que les écoulements autour de surfaces courbes. Enfin, les écoulements en rotation peuvent ne pas être bien capturés par le modèle $k - \varepsilon$.

II.5.3.1 Le Modèle $k - \varepsilon$ Standard

Le modèle $k - \varepsilon$ standard repose sur la résolution des équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ε . Ce modèle suppose que l'écoulement est entièrement turbulent, ce qui signifie que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables.

Équations de Transport pour le Modèle $k - \varepsilon$:

Équation de Transport pour k (énergie cinétique turbulente) :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.8})$$

Équation de Transport pour ε (taux de dissipation de k) :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.9})$$

Avec $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$: les constantes du modèle

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (\text{II.10})$$

P_k : la production de l'énergie cinétique turbulente due au gradient de la vitesse moyenne :

$$P_k = \mu_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.11})$$

La viscosité turbulente :

La viscosité turbulente μ_t est évaluée en combinant k et ε de la manière suivante :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.12})$$

C_μ : une constante du modèle

Les tenseurs de Reynolds sont déterminés en utilisant la relation établie par Boussinesq :

$$\rho \overline{u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.13})$$

Constantes Modèles :

Les constantes du modèle, déduites des expériences sur la turbulence, présentent les valeurs suivantes :

Constantes	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_{μ}	σ_k	σ_{ε}
Valeurs	1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Tableau II.1 : Constantes du modèle k-ε standard

II.5.3.2 Le modèle k-ε RNG :

Une itération récente du modèle $k - \varepsilon$ appelée RNG (Renormalization Group Theory) représente une version améliorée. Ce modèle offre l'avantage d'éviter une modélisation spécifique près des parois, car il s'étend également aux régions à faible nombre de Reynolds. Les équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente et la dissipation de turbulence sont analogues à celles du modèle k standard.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \nabla \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{II.14})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho U \varepsilon) = \nabla \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1 \text{RNG}} P_k - C_{\varepsilon 2 \text{RNG}} \rho \varepsilon) \quad (\text{II.15})$$

$$C_{\varepsilon 1 \text{RNG}} = 1.42 - f_{\eta}, \quad f_{\eta} = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{(1 + \beta_{\text{RNG}} \eta^3)} \quad \text{et} \quad \eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu \text{RNG}} \varepsilon}} \quad (\text{II.16})$$

$C_{\varepsilon 1 \text{RNG}}, C_{\varepsilon 2 \text{RNG}}$: des constantes déterminées expérimentalement pour les écoulements turbulents par Patankar et Spalding

Constantes	C_v	η_0	β	$\sigma_k = \sigma_{\varepsilon}$	$C_{1\varepsilon \text{RNG}}$	$C_{2\varepsilon \text{RNG}}$
Valeurs	0.0845	4.377	0.012	0.7179	1.42	1.68

Tableau II.2 : Constantes du modèle k-ε RNG

II.5.3.3 Le modèle k-ε réalisable

Le modèle $k - \varepsilon$ réalisable est une version améliorée du modèle $k - \varepsilon$ standard, dans laquelle l'équation de l'énergie cinétique ka a été corrigée. Dans le modèle standard, les contraintes normales peuvent devenir négatives pour les écoulements présentant des taux de déformation moyens élevés. Pour remédier à cela, une contrainte de réalisabilité est appliquée sur le tenseur de contrainte prédit. Les composantes normales du tenseur des contraintes de Reynolds, qui par définition doivent être positives, sont modélisées de la manière suivante :

$$\langle u'_i u'_i \rangle = \sum_i \langle u'^2_i \rangle = \frac{2}{3} k - 2v_T \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} = \frac{2}{3} k - 2C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \quad (\text{II.17})$$

Si le terme négatif impliquant C_{μ} est suffisamment important, la contrainte normale peut devenir négative. Dans le modèle $k - \varepsilon$ réalisable, le coefficient C_{μ} est ajusté en fonction de l'état local de l'écoulement afin de garantir que la contrainte normale reste positive.

II.5.4 Le modèle k- ω standard

Le modèle $k - \omega$ est utilisé pour estimer la viscosité turbulente μ_T . Dans ce modèle, l'énergie cinétique turbulente k et la dissipation spécifique ω sont déterminées à partir des équations suivantes :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.18})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.19})$$

Avec : $\Gamma_k = \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$

Constantes	β'	α	β	ω_k	σ_ω
Valeurs	0.09	5/9	3/40	2.0	2.0

Tableau II.3 : Constantes du modèle k- ω standard

II.5.4.1 Le modèle k- ω SST :

Pour cette étude, le modèle de turbulence choisi est le modèle de transport des contraintes de cisaillements turbulents (SST), qui est une version améliorée du modèle k- ω introduit par Wilcox [36]. Développé par Menter [37] en 1993, le modèle SST combine les avantages du modèle k- ω avec ceux du modèle k- ϵ en utilisant des coefficients d'amortissement F_1 et F_2 .

Le coefficient F_1 est égal à 1 près des parois et tend vers 0 loin de celles-ci. Cela permet d'activer le modèle k- ω de Wilcox dans les régions proches des parois et le modèle k- ϵ pour le reste de l'écoulement.

Le modèle k- ω SST est formulé à travers un ensemble d'équations de transport qui incluent des termes pour la génération, la diffusivité effective et la dissipation de k et ω , ainsi qu'un terme de diffusion croisée qui intègre les caractéristiques des modèles k- ω et k- ϵ . Les équations de transport pour le modèle k- ω SST sont les suivantes :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \bar{P} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.20})$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P_K - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma \omega_2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{II.21})$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad P_k = \tau_{ij} \frac{\partial U}{\partial x_j}, \quad \bar{P}_k = \min(P_k, c_1 \epsilon)$$

Les coefficients φ du modèle sont déterminés en fonction de F_1 selon la relation suivante :

$$\varphi = F_1 \cdot \varphi_1 + (1 - F_1)$$

Où φ_1 et φ_2 sont les constantes des modèles $k - \omega$ et $k - \epsilon$ respectivement.

Constantes	φ_{k1}	$\varphi_{\omega1}$	γ_1	β_1	c_1	k	σ_{k2}	$\sigma_{\omega2}$	γ_2	β_2
------------	----------------	---------------------	------------	-----------	-------	-----	---------------	--------------------	------------	-----------

Valeurs	2.0	2.0	0.5532	0.075	10	0.41	1.0	1.168	0.4403	0.0828
---------	-----	-----	--------	-------	----	------	-----	-------	--------	--------

Tableau II.4 : Constantes du modèle k- ω SST

Fonctions de relaxation F1 et F2 :

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (\text{II.22})$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500 v}{y^2 \omega}\right); \frac{4 \rho \sigma \omega_2 k}{CD_{k\omega} y^2}\right) \quad (\text{II.23})$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2 \rho \sigma \omega_2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 1.0 e^{-10}\right) \quad (\text{II.24})$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (\text{II.25})$$

$$\arg_2 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500 v}{y^2 \omega}\right)\right) \quad (\text{II.26})$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.27})$$

II.5.5 Avantages et inconvénients des différents modèles de turbulence :

Modèle de turbulence	Avantages	Inconvénients
Spalart Allmaras	<ul style="list-style-type: none"> - Simple et peu coûteux en termes de calcul. - Efficace pour les écoulements avec des gradients de paroi prononcés, comme ceux rencontrés dans les applications aéronautiques 	<ul style="list-style-type: none"> - Moins précis pour les écoulements complexes et fortement tridimensionnels. - Limité aux écoulements où la transition de la turbulence n'est pas critique.
(k-ϵ) standard	<ul style="list-style-type: none"> - Très utilisé et robuste. - Économique en termes de calcul. - Stable pour les nombres de Reynolds élevés. 	<ul style="list-style-type: none"> - Moins performant pour les écoulements tourbillonnants.
(k-ϵ) RNG	<ul style="list-style-type: none"> - Améliore les résultats pour les écoulements tourbillonnants et la séparation du flux. 	<ul style="list-style-type: none"> - Moins stable que le modèle k-ϵ standard
(k-ϵ) réalisable	<ul style="list-style-type: none"> - Corrige les prédictions pour les écoulements dans les jets ronds. - Bien adapté pour les écoulements tourbillonnants et ceux impliquant la 	<ul style="list-style-type: none"> - Pas aussi stable que le modèle k-ϵ standard.

	séparation.	
(k- ω) standard	<ul style="list-style-type: none"> - Modèle à deux équations. - Comportement numérique similaire aux modèles k-ε. 	-Nécessite un maillage très fin près de la paroi.
(k- ω) SST	<ul style="list-style-type: none"> - Plus précis et fiable pour un large éventail d'écoulements. -Recommandé pour les turbomachines, les écoulements en rotation, swirl et recirculation. 	-Nécessite une grande résolution du maillage aux frontières.
LES	<ul style="list-style-type: none"> -Utilisé pour étudier les phénomènes instationnaires. - Donne de bons résultats pour tous les systèmes d'écoulement. -Basé sur les équations de Navier-Stokes et calcule les fluctuations turbulentes à grande échelle. 	<ul style="list-style-type: none"> - Ne modélise que les fluctuations à petite échelle. -Coût de calcul très élevé.
DNS	<ul style="list-style-type: none"> - Approche la plus précise pour le problème de la turbulence. -Utilisé pour étudier les propriétés fondamentales de la turbulence. -Fournit des données pour comparer des modèles de turbulence simplifiés et simuler d'autres effets comme des phénomènes non-newtoniens. 	-Coût de calcul extrêmement élevé.

Tableau II.5 : Modèles de turbulence et leurs descriptions[38]

II.6 Conclusion :

Le choix du modèle de turbulence dépend des exigences spécifiques de l'application, de la précision requise, des ressources informatiques disponibles, et du type d'écoulement à modéliser. La compréhension des capacités et des limitations de chaque modèle est essentielle pour sélectionner la méthode la plus appropriée et obtenir des résultats fiables en simulation numérique des écoulements turbulents.

Chapitre III : Méthode numérique

III.1 Introduction

Les codes de simulation numérique des écoulements, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein d'un fluide. Il existe un grand nombre de codes CFD disponibles, qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propres à certaines institutions.

III.2 Les résolutions numériques

Les résolutions numériques sont des méthodes mathématiques utilisées pour résoudre numériquement les équations différentielles, qui ne peuvent généralement pas être résolues de manière explicite. Les principales méthodes sont :

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

III.2.1 Méthode des différences finies

La méthode des différences finies, présente une technique de résolution des équations aux dérivées partielles, par l'approximation de dérivées par des différences finies. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en un nombre déterminé de nœuds et à représenter la fonction recherchée en chacun des nœuds du domaine par un développement limité en série de Taylor. Ainsi, l'équation différentielle est transformée en équation algébrique pour chaque nœud. La résolution du système d'équations algébriques permet d'obtenir la distribution de la fonction étudiée dans le domaine d'étude. La méthode de différence finie ne permet pas la prise en compte des conditions de passage d'un milieu physique à un autre et des non-linéarités, cela nécessite un traitement spécifique. D'autre part, elle s'adapte mal aux objets de la géométrie complexe à cause de la rigidité du maillage.

III.2.2 Méthode des éléments finis

Cette méthode consiste à transformer les équations différentielles sous des formes intégrale basé sur le concept de minimisation d'une quantité (comme l'énergie...), conduisant à la solution exacte. En d'autres termes elle s'agisse de trouver une fonction globale représentant le modèle mathématique dans le domaine étudié. Le principe fondamental de la méthode des éléments finis consiste à [39,40] :

- Définir une partition du domaine d'étude c'est-à-dire subdiviser le domaine d'étude en régions élémentaires (Eléments Finis).
- Représenter la fonction inconnue sur chacun de ces éléments par une approximation polynomiale.
- Construire les formes intégrales.
- Minimiser l'intégrale.
- Une organisation matricielle des calculs.

- Une résolution du système algébrique.
La MEF est une méthode très puissante pour la résolution des équations aux dérivées partielles surtout dans les géométries complexes. Sa mise en œuvre par contre, est assez compliquée et nécessite une place mémoire assez importante.

III.2.3 Méthode des Volumes Finis (MVF)

La méthode des volumes finis (MVF) est une technique numérique largement utilisée pour résoudre les équations différentielles partielles (EDP) qui décrivent des phénomènes de transport, comme les écoulements de fluides, le transfert de chaleur et la diffusion de substances. Voici une description détaillée de cette méthode.

III.2.3.1 Principe de la méthode des volumes finis

En général, la méthode des volumes finis implique les étapes suivantes :

- Décomposition du domaine du problème en volumes de contrôle.
- Formulation d'équations d'équilibre intégral pour chaque volume de contrôle.
- Approximation des intégrales par intégration numérique.
- Approximation des valeurs de fonction et des dérivées par interpolation avec valeurs nodales.
- Assemblage et solution du système algébrique discret.

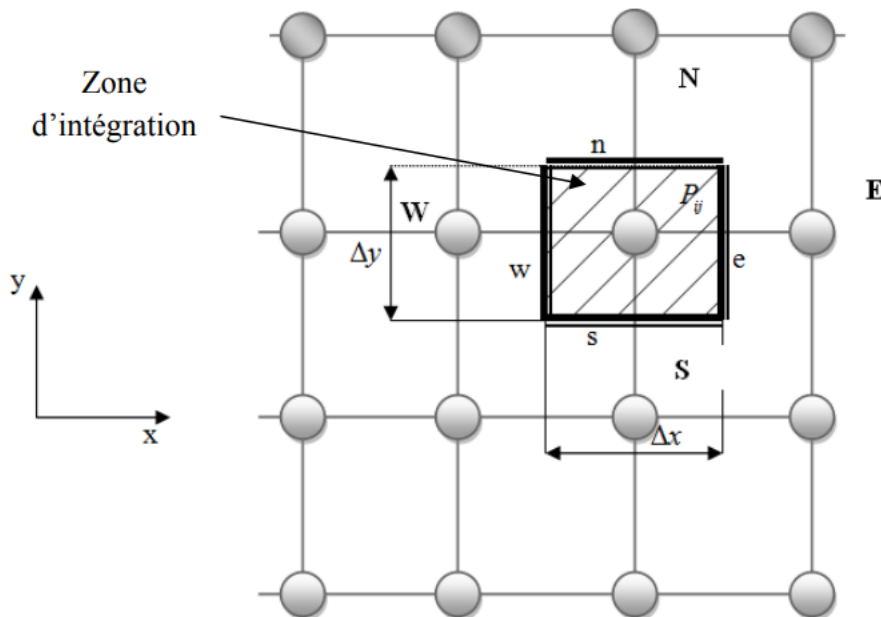


Figure III.1 : *Discretisation d'un domaine en volumes élémentaires pour un problème bidimensionnel*

Où : E: Nœud « East »; W: Nœud « West »; N : Nœud «North »; S : Nœud « South »; P: Nœud considéré ; w : interface « West » du volume de contrôle (VC) ; e: interface « East » du VC ; n: interface « North » du volume de contrôle (VC) ; s: interface « South » du volume de contrôle (VC) ; Δx : largeur du VC étudié ; Δy : longueur du VC étudié

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de conservation des différentes grandeurs physiques

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + s_\phi \quad (\text{III.1})$$

Où ϕ représente la grandeur à calculer (vitesse, pression...)

Γ indique le coefficient de diffusion

Si nous considérons le cas d'un écoulement axisymétrique et en absence du terme source S_ϕ , l'équation s'écrit sous la forme suivante (avec $\phi = T$) :

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} \left[u\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[v\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] = 0 \quad (\text{III.2})$$

Ou encore

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.3})$$

Avec :

$$J_x = \left[u\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] \quad \text{et} \quad J_y = \left[v\phi - \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] \quad (\text{III.4})$$

Nous allons l'intégrer à travers le volume de contrôle et par rapport au temps t .

Soit :

$$\int_s^n \int_w^e \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial \phi}{\partial t} dt dx dy + \int_s^n \int_w^e \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial J_x}{\partial x} dt dx dy + \int_s^n \int_w^e \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial J_y}{\partial y} dt dx dy = 0 \quad (\text{III.5})$$

Pour intégrer cette équation, on suppose que :

- À un instant donné, la température est uniforme à travers le volume de contrôle.
- Pour un « x » donné ou un « y » donné, le flux est uniforme le long de la face.
- On prend un schéma implicite pour assurer une stabilité de ce schéma dans le temps.

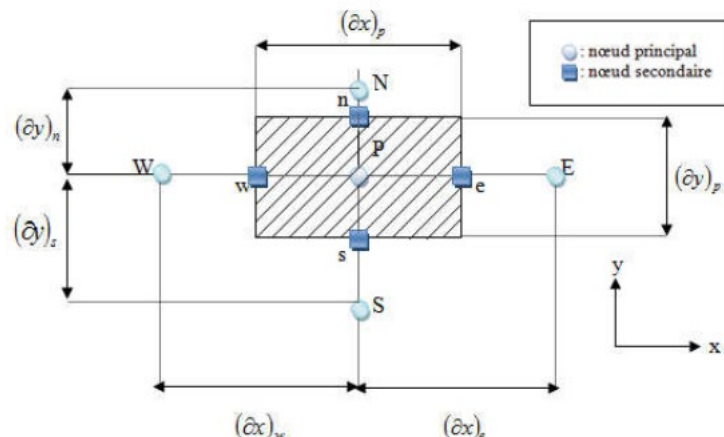


Figure III.2 : Volume de contrôle à travers lequel se fait l'intégration

Après intégration, on aboutit à :

$$[(\phi)_p - (\phi)_p^0] \Delta x \Delta y + \int_s^n (J_e - J_w) dy \Delta t + \int_s^n (J_n - J_s) dx \Delta t = 0 \quad (\text{III. 6})$$

Soit :

$$[(\phi)_p - (\phi)_p^0] \frac{\Delta V}{\Delta t} + [J_e - J_w] + [J_n - J_s] = 0 \quad (\text{III.7})$$

Avec :

ΔV : volume entourant le nœud P ($\Delta V = \Delta x \Delta y$)

ϕ_p : valeur au temps $t + \Delta t$

ϕ_p^0 : valeur au temps t

$$J_e = \int_s^n J_e dy = \left[u\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_e \Delta y \quad (\text{III.8})$$

$$J_w = \int_s^n J_w dy = \left[u\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_w \Delta y \quad (\text{III.9})$$

$$J_n = \int_w^e J_n dx = \left[v\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_n \Delta y \quad (\text{III.10})$$

$$J_s = \int_w^e J_s dx = \left[v\phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_s \Delta y \quad (\text{III.11})$$

III.2.3.2 Maillage

Le domaine peut être divisé en un ensemble de parties distinctes ou de cellules de calcul, ou une grille pour les volumes de contrôle. Aussi connu sous le nom de maillage. Le réseau dépend de la géométrie du problème en question. Il existe deux types de maillage offerts par ICEM. L'HEXAHEDRAL et le TETRAHEDRAL. Le TETRAHEDRAL est un maillage semi-automatique qui peut être produit en suivant quelques étapes. L'HEXAHEDRAL exige beaucoup d'étapes intermédiaires, des projections de surface, des courbes et point.

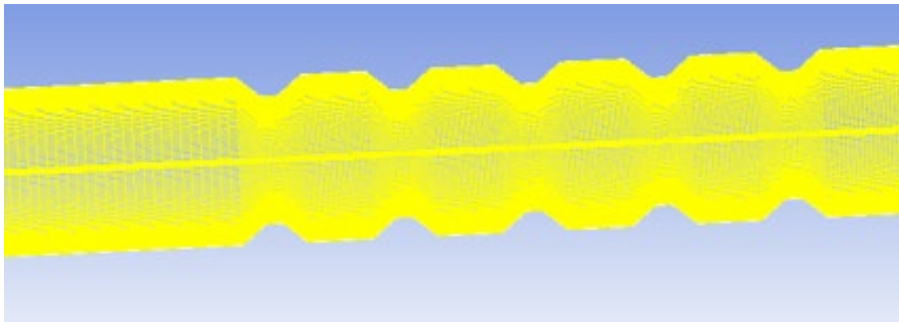


Figure III.3: Schéma du maillage

III.2.3.2.1 Maillage structuré

Un maillage structuré se caractérise par un patron qui se répète, un nombre identique d'éléments autour de chaque nœud interne et une numérotation ordonnée des éléments [41]. Les maillages structurés ont moins de risque de contenir des éléments distordus. Alors, il y a une meilleure continuité des résultats à travers le maillage. Certains exemples de maillages structurés sont illustrés à la figure III.4. Le logiciel TrueGrid [42] s'est penché particulièrement sur le maillage structuré de surface aux arêtes courbes tel le cercle.

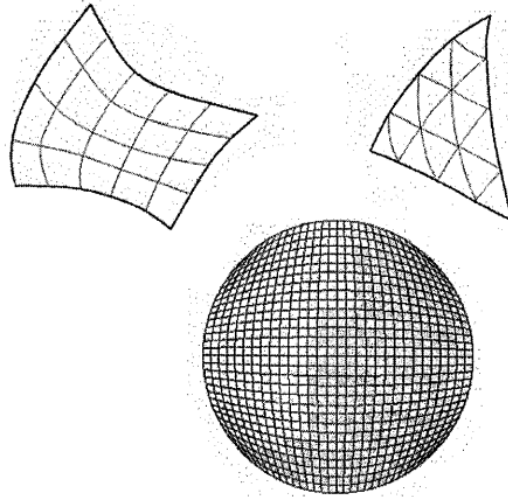


Figure III.4 : *Exemples de maillages structurés*

III.2.3.2.2 Maillage non structuré

Les caractéristiques des maillages non-structurés sont absence de patron, un nombre d'éléments autour des nœuds qui varie et une numérotation aléatoire des éléments. Ce qui amène comme désavantage une connectivité explicite nécessitant plus de mémoire et d'espace disque, plus lent en temps de calcul, pas d'ordre entre la numérotation donc, plus difficile à déboguer [43]. En revanche, ce type de maillage s'automatise facilement et il est très robuste [41]. La figure III.5 montre des exemples de maillages non-structurés dont un maillage obtenu à partir d'une triangulation de Delaunay [44, 41].

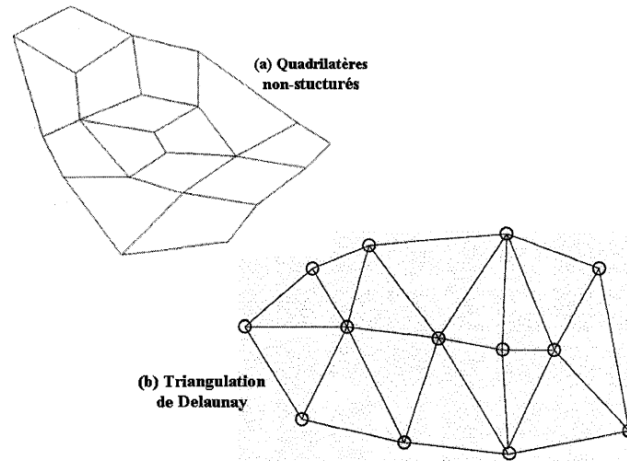


Figure III. 5 :Exemples de maillages non-structurés

III.3 Présentation d'ICEM et de FLUENT

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul ANSYS Fluent (version 14), qui utilise la méthode des volumes finis. Nous allons présenter brièvement la méthodologie de résolution du problème avec le code « FLUENT ». La géométrie et le maillage en ce qui concerne le calcul sur FLUENT ont été effectuées par l'ICEM ANSYS.

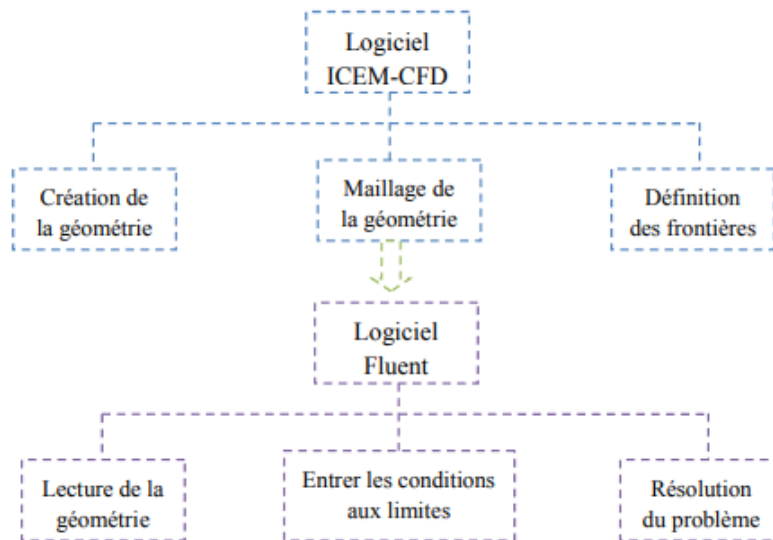


Figure III.6: Procédure numérique globale pour la simulation sur ces codes de calculs ICEM CFD et FLUENT [38]

III.3.1 ICEM-CFD

ICEM CFD, est l'un des composants d'ANSYS Fluent, est une extension avancée pour la génération et l'optimisation de maillage qui répond aux exigences de toutes les applications

d'ingénieries telles que la dynamique des fluides computationnelles et de l'analyse des structures.

Cette extension offre une flexibilité de maillage complet, y compris la capacité à résoudre les problèmes de flux en utilisant des mailles structurées ou non structurées et cela dans de nombreux types tels que : le maillage quadrilatère et surfacique triangulaire, le multi block structuré, hexaédrique non structuré, tétraédrique non structuré, cartésienne avec raffinement de maillage et finalement un maillage tétraédrique hybride comprenant des éléments tétraédriques, pyramidaux et prismatiques (ICEM CFD, 2014)

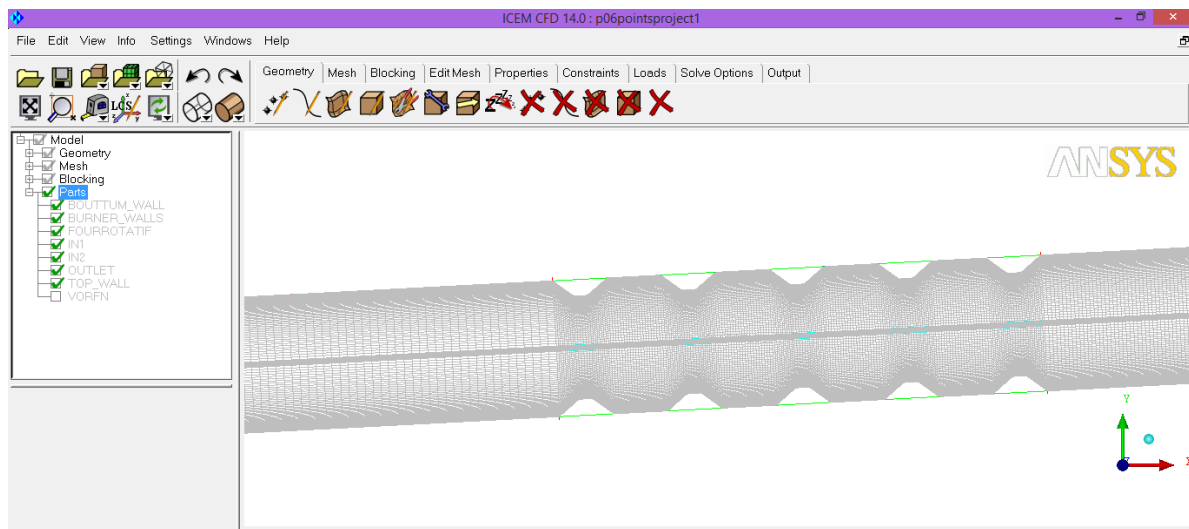


Figure III.7 : Réalisation de la géométrie et génération du maillage par ICEM CFD 14.0

III.3.2 ANSYS Fluent 14.0

ANSYS FLUENT est un logiciel de simulation CFD qui permet de modéliser l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur, et les réactions chimiques dans des géométries complexes.

Ce programme est écrit dans le langage C de programmation et permet d'utiliser pleinement la flexibilité et la puissance offerte par cette langue.

ANSYS FLUENT utilise une architecture client / serveur, ce qui lui permet d'exécuter des processus simultanés distinctes sur plusieurs postes de travail client et serveurs de calcul puissants. Cette architecture est essentielle pour une exécution efficace, un contrôle interactif, et une flexibilité totale entre les différents types de machines ou de systèmes d'exploitation. (Fluent, 2014).

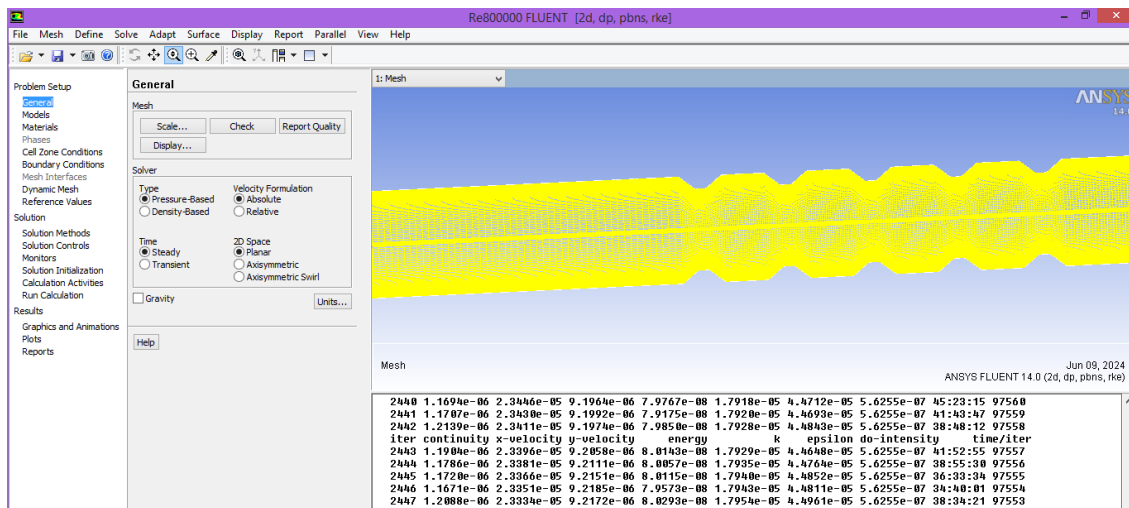


Figure III.8 :Interface général du logiciel ANSYS Fluent 14.0

III.3.2.1 Procédure de résolution numérique par Fluent

Une fois le chargement du fichier de maillage (réalisé avec le logiciel ICEM) effectué sous "FLUENT", nous devons mettre à l'échelle de la géométrie.

Le logiciel "FLUENT" permet aussi de réordonner les nœuds, les surfaces et les cellules en mémoire, de telle façon qu'ils aient la même disposition dans la grille et dans la mémoire et cela pour améliorer les performances du calcul et l'efficacité d'accès à la mémoire.

III.3.2.1.1 Choix de la formulation du solveur

ANSYS Fluent comprend deux types de solveurs :

Le solveur qui utilise la pression et le solveur qui utilise la densité. Le premier solveur était initialement employé dans le domaine des écoulements. Le deuxième a été spécialement conçu pour les écoulements compressibles à grande vitesse, tandis que le premier a été incompressible [45]. Bien que les deux solveurs soient désormais conçus pour gérer une variété étendue d'écoulements, le solveur basé sur la densité peut toujours être plus efficace que le solveur basé sur la pression pour les écoulements compressibles à grande vitesse.

III.3.2.1.2 Schéma de discrétisation

Sous "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolés aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors Les schémas de discrétisation :

- Schéma Upwind du 1er ordre « First-Order Upwind »
- Schéma Upwind du 2ème ordre « Second-Order Upwind »
- Schéma à loi de puissance « Power Law »
- Schéma QUICK « Quadratique Upwind Interpolation for Convective Kinetics »
- Schéma « Bounded Central Differencing »

- Schéma MUSCL « Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws»

III.3.2.1.3 Méthodes d'interpolation de la pression sur les faces

Les principales méthodes d'interpolation de la pression aux faces des cellules, proposée par Fluent sont [46]

- Le schéma « Standard »
- Le schéma « PRESTO »
- Le schéma linéaire « Linear ».
- Le schéma au Second-order
- Le schéma Force de volume pondéré « Body Force Weighted »

III.3.2.1.4 Choix des méthodes d'interpolations (Gradients)

Les gradients des variables sont nécessaires pour évaluer les flux diffusifs, les dérivées de vitesse et pour des schémas de discrétisation d'ordre élevé. Les gradients des variables sur les faces des mailles sont calculés en utilisant une série de Taylor multidimensionnelle. Les gradients sont calculés dans ANSYS Fluent selon les méthodes suivantes [46]

- Green-Gauss cell-Based
- Green-Gauss Node-Based
- Least-Squares cell-Based

III.3.2.1.5 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

La résolution de l'équation de conservation de la masse et de conservation de la quantité de mouvement nécessite l'obtention, à chaque instant, d'un champ de pression et d'un champ de vitesse cohérents.

Quatre algorithmes sont disponibles dans Fluent [46].

- SIMPLE « Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations » : Schéma par défaut, robuste. –
- SIMPLEC « SIMPLE-Consistent » : Permet une convergence plus rapide pour les problèmes simples (écoulements laminaires sans utilisation de modèles physiques).
- PISO « Pressure-Implicit with Splitting of Operators » : Utile pour des écoulements instationnaires ou pour des maillages contenant des cellules avec une asymétrie plus élevée que la moyenne « highly skewed ».
- FSM « Fractional Step Method » : est recommandé pour des écoulements instationnaires. Elle est utilisée avec le schéma NITA et présente des caractéristiques similaires à celles du schéma PISO.

III.3.2.1.6 Critère de convergence

Le code ANSYS fluent cessera les itérations des lors que tous les résidus calculés soient sous la valeur du critère de convergence entré par l'utilisateur. Cette valeur est a fixé selon le degré

de précision désirée de la solution approchée par le code de calcul. La figure III.9. Montre la convergence des résidus vers la valeur fixée, soit 10^{-6} pour notre cas.



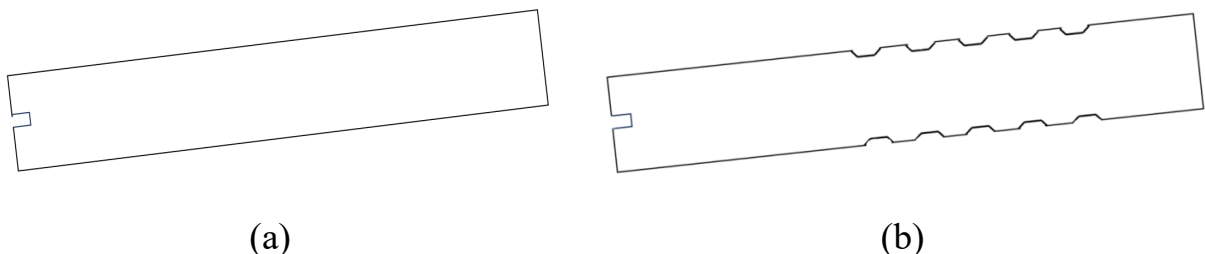
Figure III.9 : Profils de l'évolution des résidus de calcul

III.4 Description du problème

La section suivante présente la configuration générale du modèle utilisée pour toutes les simulations. Il décrit la mise en œuvre du modèle de four rotatif aileté dans le solveur CFD et présente une étude de résolution de maillage effectué par le code de calcul ICEM-CFD. La simulation a été configurée dans ANSYS Fluent 14.0.

Dans notre travail, Quatre profondeurs, avec un rapport p/D allant de 0,04 à 0,16, ont été testées dans les mêmes conditions aux limites (figure III.10).

La géométrie est constituée un cylindre incliné 3 degré de longueur 40 mètres et diamètre de 5 mètres, qui tourne lentement autour de son axe longitudinal.



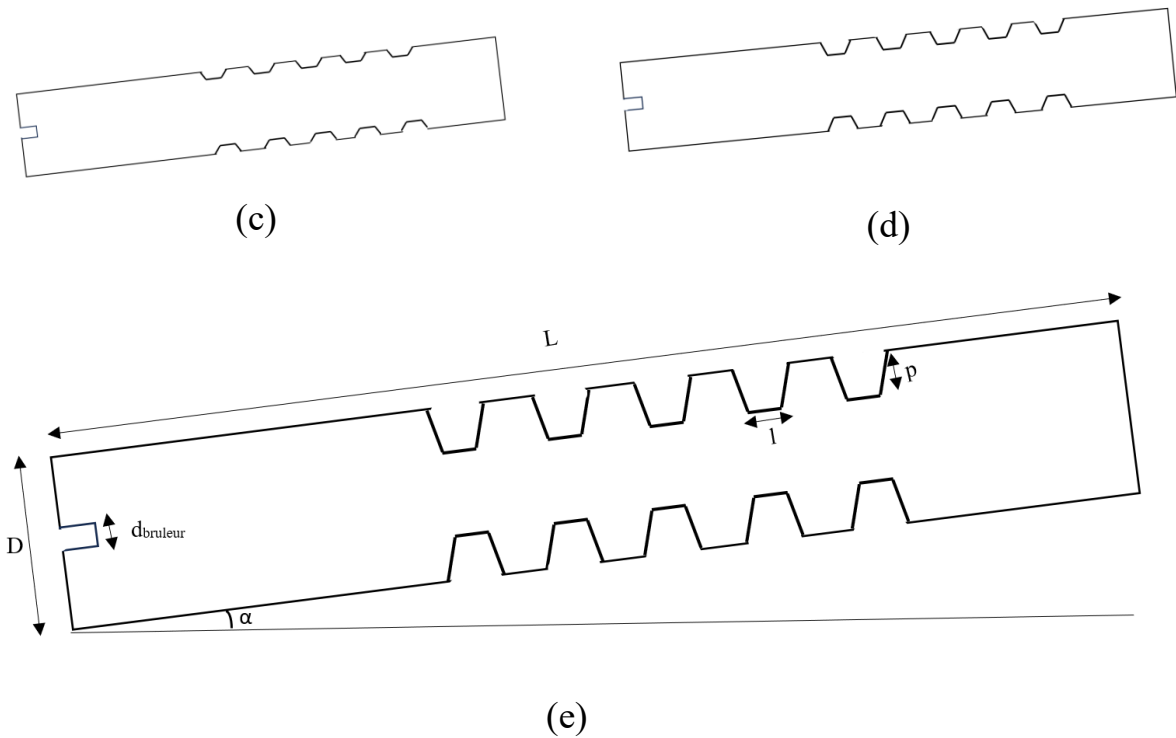
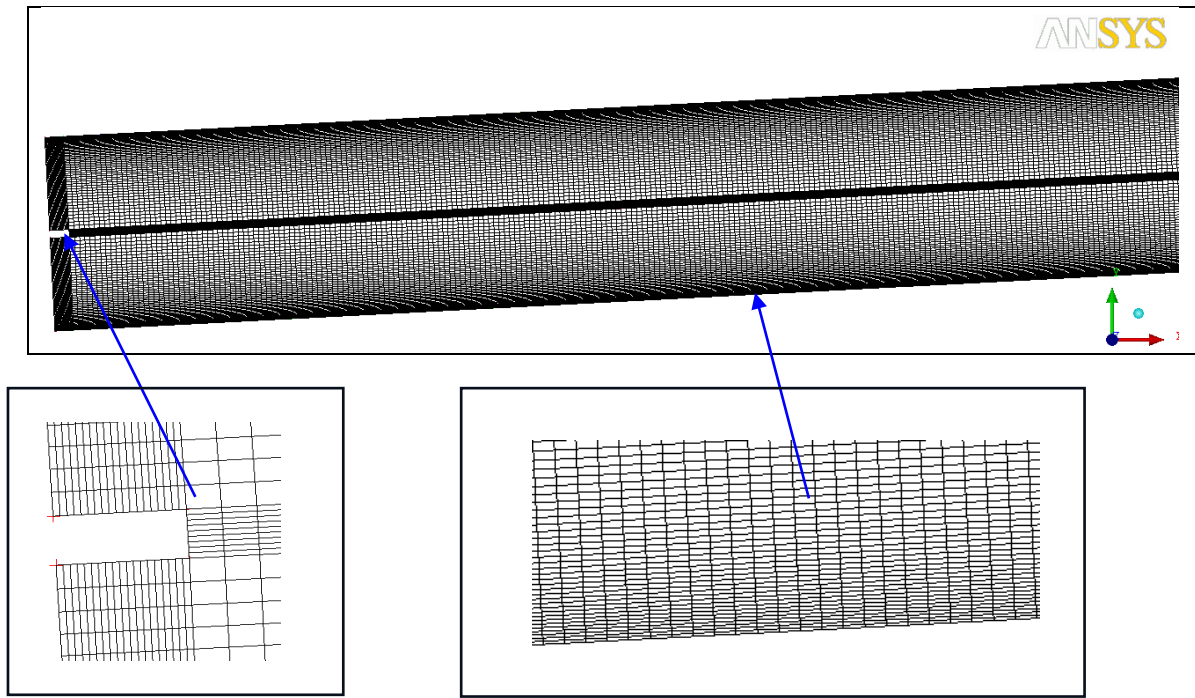


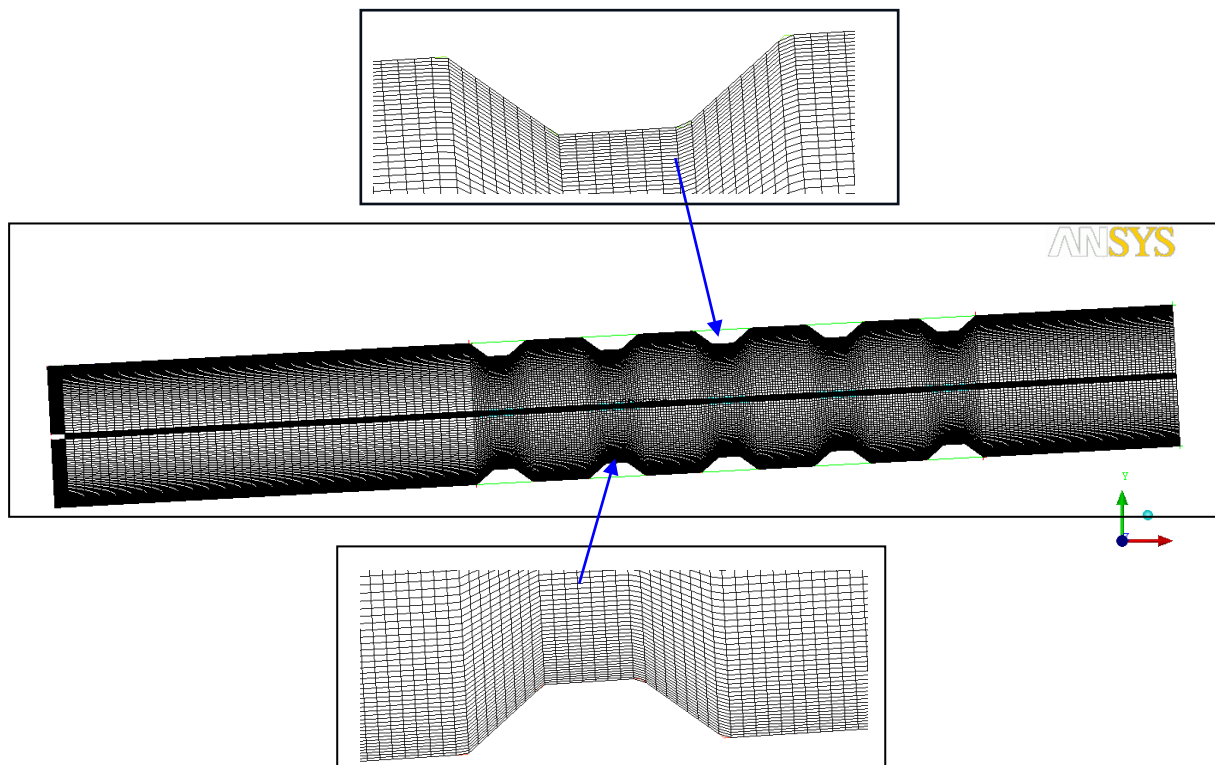
Figure III.10 : *Modèle bidimensionnel de four rotatif : (a) parois lisses, (b) parois ailettes $p/D=0.04$, (c) parois ailettes $p/D=0.08$, (d) parois ailettes $p/D=0.12$, (e) parois ailettes $p/D=0.16$.*

III.4.1 Génération de maillage avec ICEM-CFD

Dans notre étude, nous avons utilisé le canal en 2D sans et avec des ailettes trapézoïdales, et les simulations ont été effectuées en utilisant le maillage généré dans ANSYS ICEM comme programme de prétraitement avec un maillage structuré (maillage hexaédrique). Plusieurs grilles ont été utilisées, y compris 8 000, 10 000, 40 000 et 100 000 nœuds, et le maillage est très raffiné près de la paroi chauffée pour capturer le maximum de données pour les différentes valeurs de profondeur (Figure III.11)



(a)



(b)

Figure III.11 : *Maillage final (maillage hexaèdre) généré dans ICEM CFD
(a) four à parois lisses ; (b) parois ailettes ;*

III.4.2 Conditions aux limites

Une fois que la géométrie et le maillage du domaine physique étudié sont définis, nous spécifierons les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites. Les conditions aux limites sont utilisées selon les besoins du modèle.

Les vitesses de l'air primaire et secondaire, ainsi que la température de la paroi extérieure du four rotatif, sont prises en compte, l'air étant considéré comme le fluide de travail (figure III.12). Les conditions aux limites suivantes sont appropriées pour cette étude : la vitesse de l'air primaire varie entre 100 000 et 800 000 selon le nombre de Reynolds à une température de 1573 K, tandis que la vitesse de l'air secondaire est de 2,35 m/s à 373 K. Par la suite, une température constante de la paroi est appliquée et la vitesse de rotation du four est réglée entre 4 tr/min et 16 tr/min.

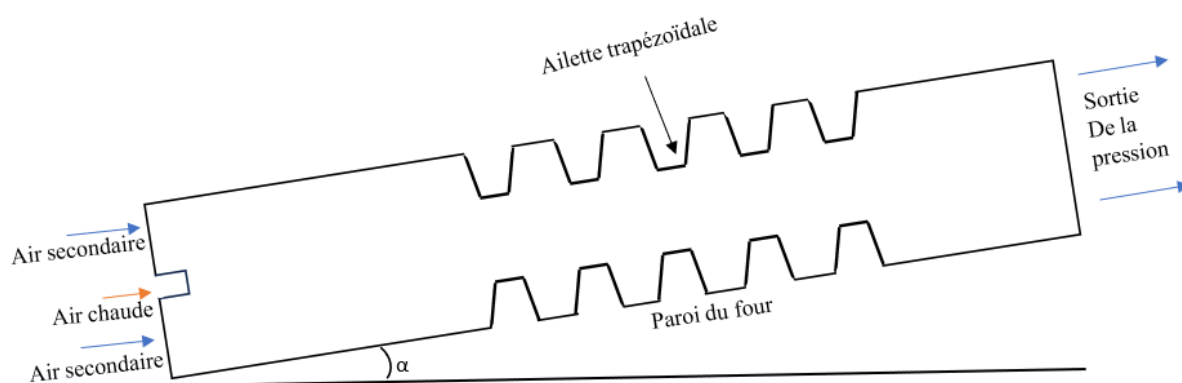


Figure III.12:schéma de conditions aux limites

III.4.3 Étude du Maillage

Dans toute étude numérique, la discrétisation est nécessaire pour résoudre les équations. La qualité du maillage possède une grande influence sur la précision de la solution. Cependant, plus le maillage va être raffiné plus le temps de calcul va être important. Il faut donc trouver un compromis entre précision et rapidité de calcul (CPU).

III.4.3.1 Sensibilité au maillage

Quatre grilles structurées sont testées pour examiner le maillage qualité et son impact sur les calculs de simulation. Comme le montre la figure III.13, le nombre de nœuds variait de 8 000 à 100 000. On trouve que les quatre courbes ont le même profil que les données LAFARGE OGGAZ. La température varie considérablement le long du four, la 3ème grille (40 000 nœuds) représente un bon compromis entre la précision des résultats et coût et temps de calcul.

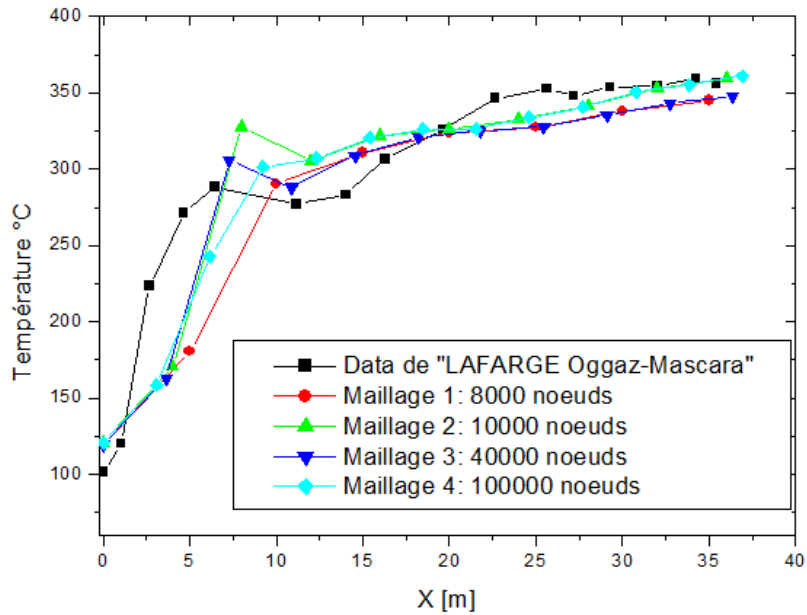


Figure III.13 : *Influence de la taille du maillage sur les profils de la température*

III.5 Conclusion

A travers ce chapitre, on perçoit mieux les problèmes qu'on peut les rencontrer lors de la simulation numérique d'un problème en mécanique des fluides et de transfert thermique. Les étapes de la modélisation numérique :

La création de la géométrie, la génération du maillage et l'implémentation du "Fluent." - Le contrôle de la convergence

Dans le prochain chapitre, nous commençons par une étude d'indépendance de maillage ensuite nous présentons la validation du code de calcul ainsi que les résultats obtenus et leurs discussions.

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de la simulation numérique pour un modèle à deux dimensions. Les résultats obtenus s'articulent autour des profils thermiques et dynamiques en utilisant le modèle numérique $k-\epsilon$ réalisable. Ces résultats montrent l'effet de la profondeur des ailettes, de la vitesse d'injection et de la vitesse de rotation des ailettes pour améliorer les performances thermiques du four rotatif.

IV.2 Validation des résultats

La figure IV.1 compare les données de température obtenues à partir d'un four rotatif de l'usine "LAFARGE Oggaz-Mascara" [47] avec les résultats d'un modèle numérique "K-epsilon réalisable". On remarque que la courbe des données de LAFARGE OGGAZ présente quelques variations plus marquées par rapport au modèle numérique, notamment autour de 2 mètres et 20 mètres. Les deux courbes montrent une tendance similaire, ce qui indique que le modèle numérique "K-epsilon réalisable" reproduit fidèlement l'évolution de la température dans le four.

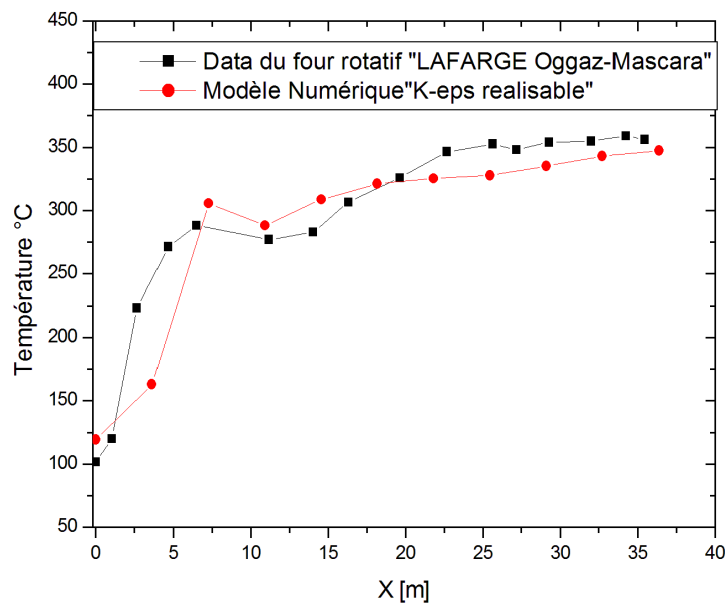


Figure IV.1 : Validation du modèle numérique "K-eps réalisable".

IV. 3 Impact de la variation de la profondeur de l'ailette trapézoïdale

IV. 3. 1 Variation de Température

La figure IV.2 montre l'évolution de la température (en °C) le long des parois du four (X/D) pour différents rapports de profondeur au diamètre (p/D). On observe que pour $p/D=0$, la température augmente de manière significative et atteint des valeurs plus élevées par rapport aux autres courbes. À $X/D=5$, il y a une différence de 50°C entre la courbe pour $p/D=0$ et celles pour $p/D>0.16$. Les courbes avec $p/D>0$ présentent des fluctuations initiales, mais elles

tendent à se stabiliser à des températures plus basses, autour de 260°C, montrant ainsi une distribution de température plus uniforme après une certaine distance relative X/D.

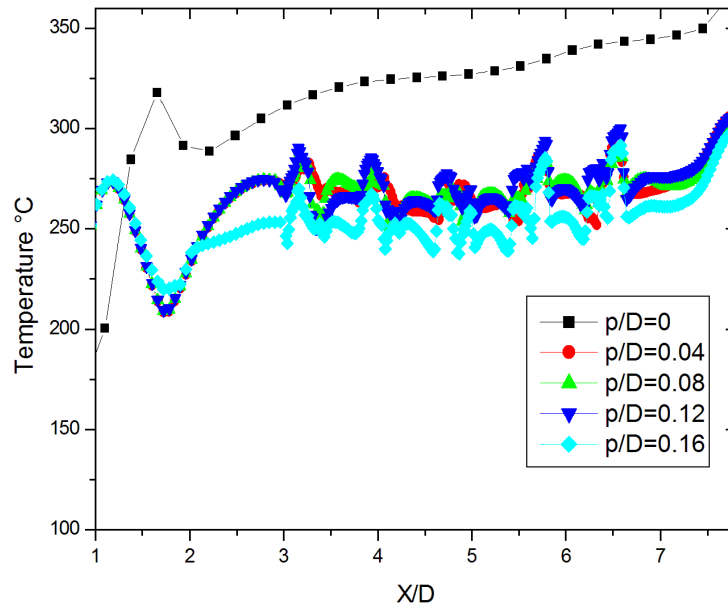


Figure IV.2 : *Variation de la température pour différentes profondeurs*

IV.3.2 Variation du nombre de Nusselt local

Le calcul du nombre de Nusselt entre la paroi du four et l'air se fait à partir de l'équation suivante :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_{air}} \quad (IV.1)$$

La figure IV.3 présente une comparaison de la variation du nombre de Nusselt local pour différents rapports p/D. On remarque que pour p/D=0 (paroi lisse), le nombre de Nusselt local commence à environ 1000, chute à 500, puis montre des fluctuations marquées. Pour les autres valeurs de p/D>0, les courbes montrent des pics plus élevés et plus fréquents, en particulier pour p/D=0,16 qui atteint des valeurs de Nusselt local supérieures à 1900 à X/D=3,5.

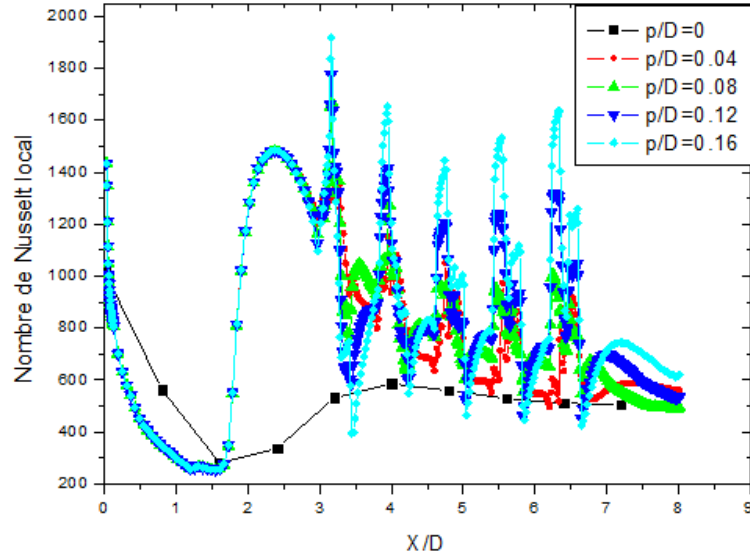


Figure IV.3: variation du nombre de nusselt local pour différentes profondeurs

IV.3.3 Variation du coefficient de frottement local C_f

Les pertes de charge peuvent être représentées sous une forme adimensionnelle en utilisant le rapport du coefficient de frottement (C_f) :

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_t^2} \quad (\text{IV.2})$$

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{IV.3})$$

La figure IV.4 présente la variation du coefficient de frottement local C_f en fonction du rapport X/D pour différentes profondeurs de ailettes. On remarque À $p/D=0$ (paroi lisse), le coefficient de frottement local est relativement faible et stable, sans fluctuations majeures. Pour les valeurs de $p/D>0$, on observe des pics répétés de C_f le long de X/D , suggérant une augmentation du frottement local dû à la présence des ailettes, La courbes avec $p/D= 0.16$ montrent des fluctuations plus prononcées et des pics plus élevés par rapport aux autres configurations, indiquant un effet plus marqué des ailettes plus profondes sur le frottement local.

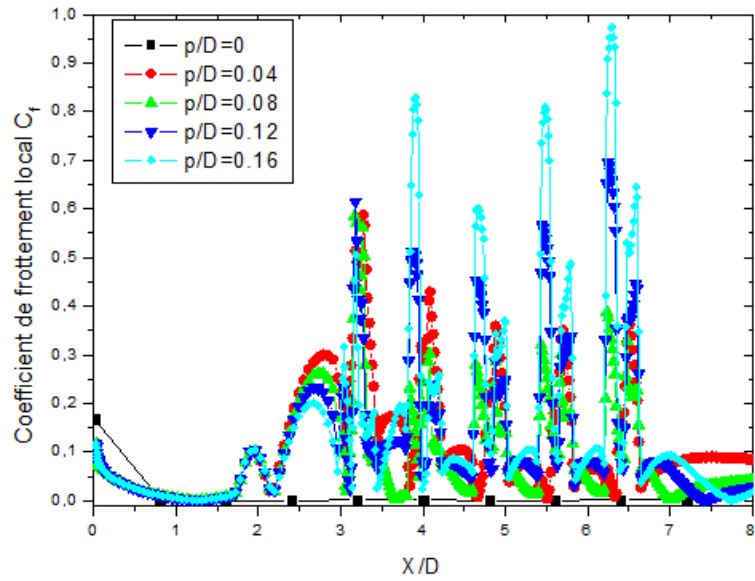
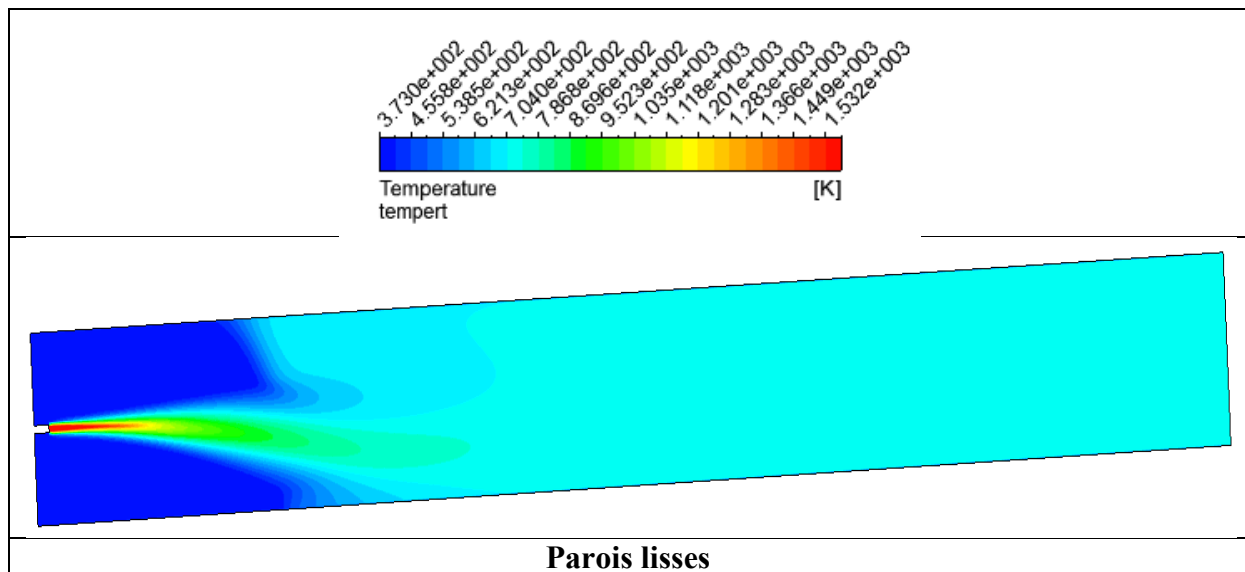


Figure IV.4 : : Variation du coefficient de frottement local pour différentes profondeurs

IV.3.4 Contours de Température

La figure IV.5 illustre l'effet des ailettes trapézoïdales de différentes profondeurs sur la répartition de la température dans un four rotatif. Selon les contours de température, la zone de haute température se situe à proximité du brûleur, et la température maximale de l'air produite par le brûleur est de $T=1573\text{K}$, comme le montre la figure IV.5. Il a également été observé que les valeurs de température les plus basses se trouvent à l'intérieur des ailettes, ce qui améliore la circulation de l'air près du mur, en particulier dans les configurations avec $p/D=0,12$ et $0,16$. Par conséquent, augmenter la profondeur des ailettes conduit à abaisser la température des parois du four.



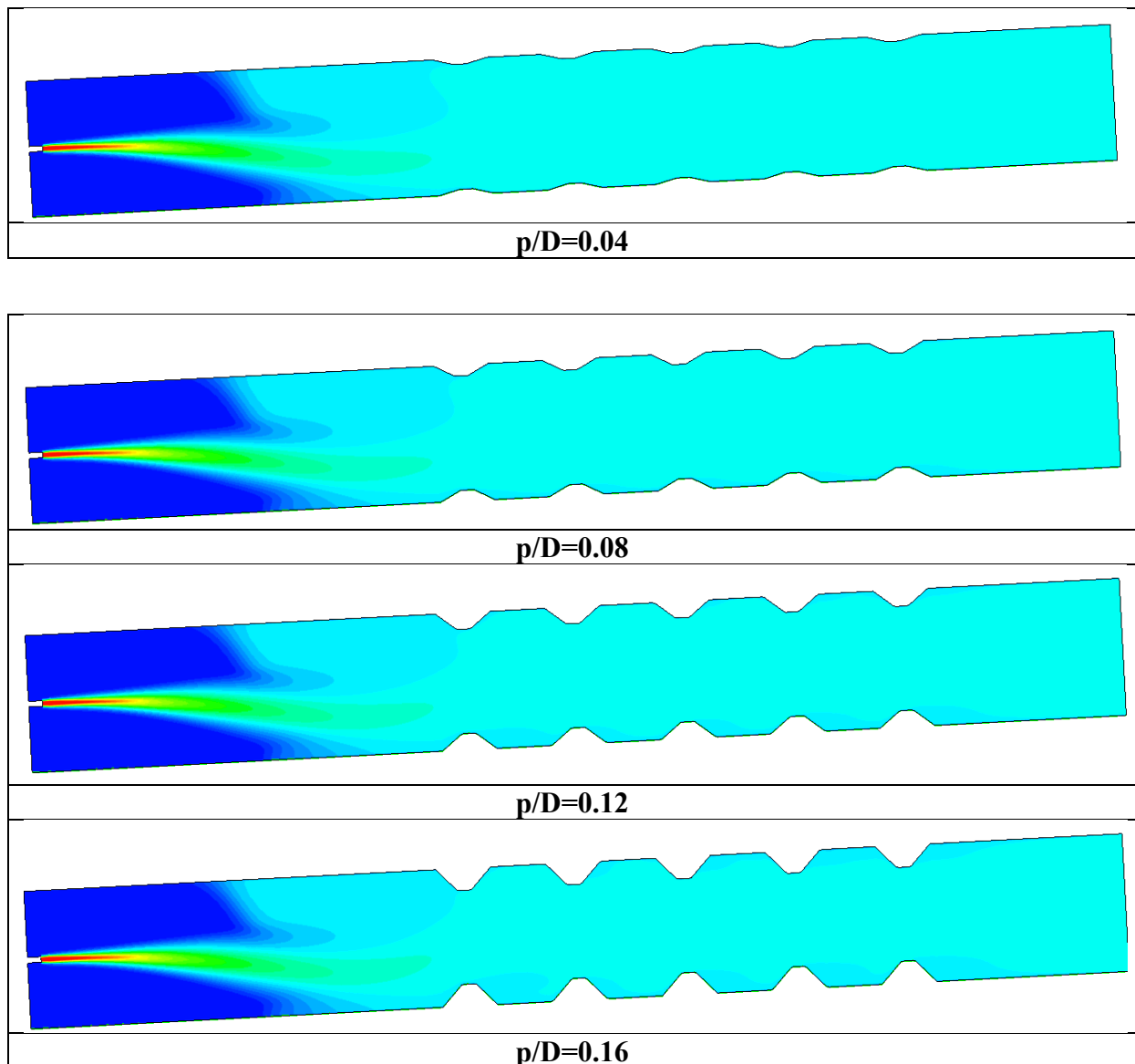


Figure IV.5 : *contours de température pour différentes profondeurs de l'ailettes*

IV.3.5 Lignes de courant

La figure IV.6 représente les trajectoires de vitesse dans le four rotatif pour chacune des cinq configurations avec et sans ailettes trapézoïdales. En raison de la vitesse et de la température élevées de l'air primaire, le flux d'air est dévié du brûleur, produisant une grande turbulence qui est remplie d'air chaud et distribuée le long de la paroi du four, comme indiqué par les lignes de courant. On observe également que l'air à l'intérieur du canal aileté présente une zone de recirculation formée à l'intérieur de chaque rainure le long de l'axe longitudinal. De plus, comme le montrent les trajectoires des courants, la taille de la région de recirculation à l'intérieur de l'ailette augmente avec l'augmentation de la profondeur de l'ailette de $p/D=0,04$ à $0,16$, et elle est bien répartie, en particulier pour le quatrième et cinquième configurations.

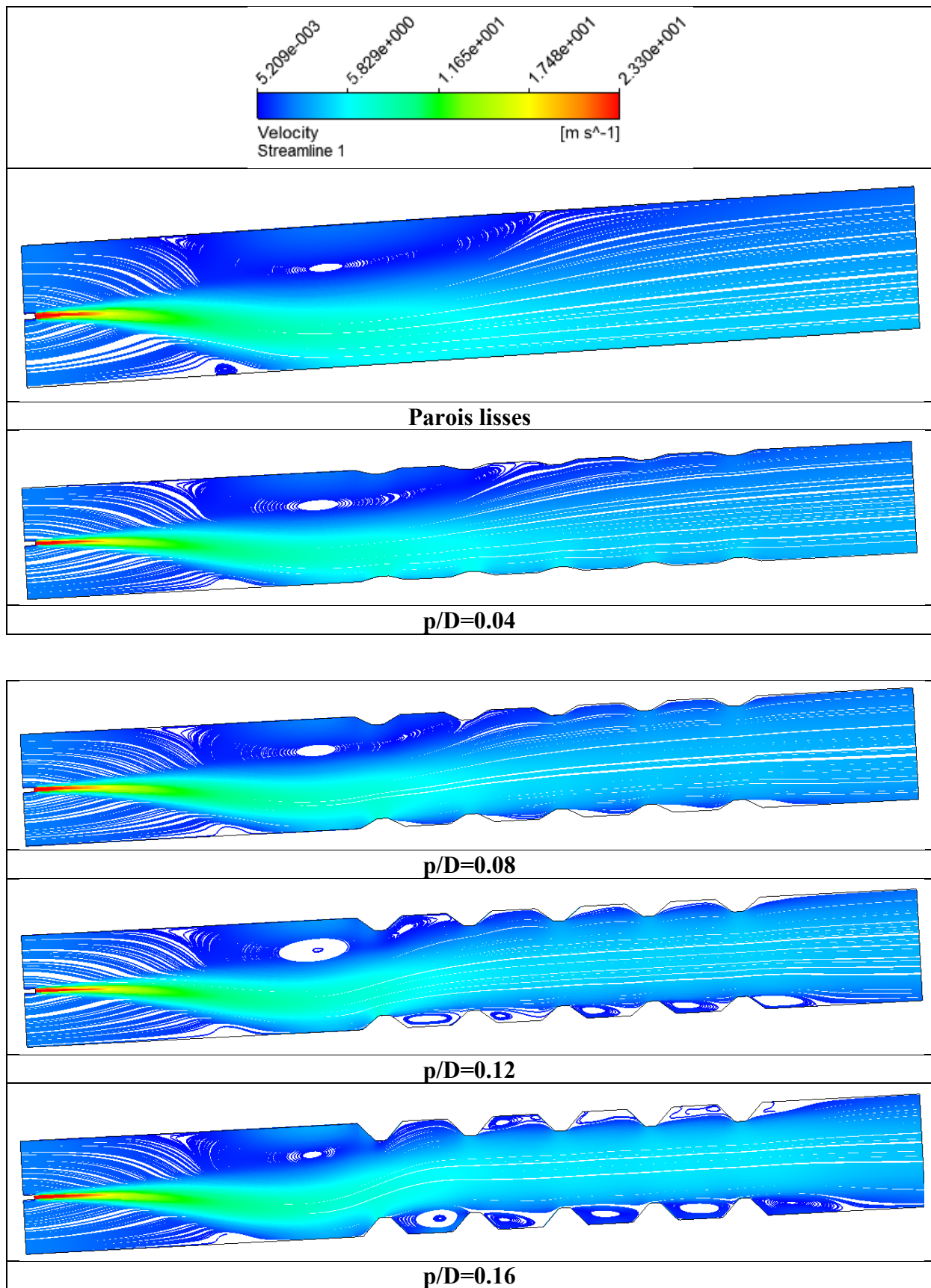


Figure IV.6: Lignes de vitesse de l'air pour différentes profondeurs des ailettes

IV.4 L'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement

IV.4.1 Variation de nombre de Nusselt

La figure IV.7 illustre la relation entre le nombre de Nusselt moyen (Nu) et le nombre de Reynolds (Re) pour différentes valeurs de p/D . Nous observons une augmentation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Reynolds, cette tendance étant plus prononcée à partir de $Re \approx 450,000$. À $Re=800,000$, on constate un gain d'environ 250 de Nusselt entre la profondeur $p/D=0,04$ et $p/D=0,16$.

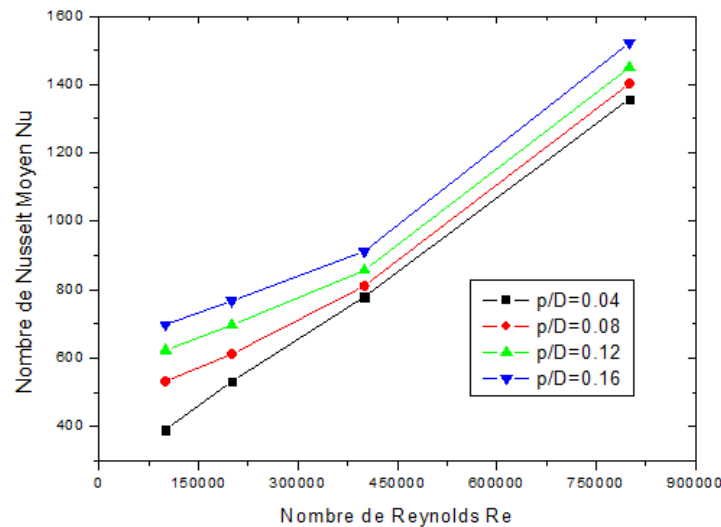


Figure IV.7 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Reynolds.

À partir des résultats obtenus, nous avons sélectionné la configuration avec des ailettes ($p/D = 0,12$) en raison de son nombre de Nusselt élevé et de son faible coefficient de frottement C_f .

IV.4.2 Contours de Température

La figure IV.8 montre l'impact du nombre de Reynolds sur la distribution de la température dans le four rotatif. Selon les contours de température, la zone de chaleur élevée est située près du brûleur, avec une température maximale de l'air généré par le brûleur atteignant $T = 1573K$, comme illustré sur la figure IV.8. Il a également été observé que les valeurs de température les plus basses sont associées à de faibles nombres de Reynolds, tandis que l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation de la température des parois du four.

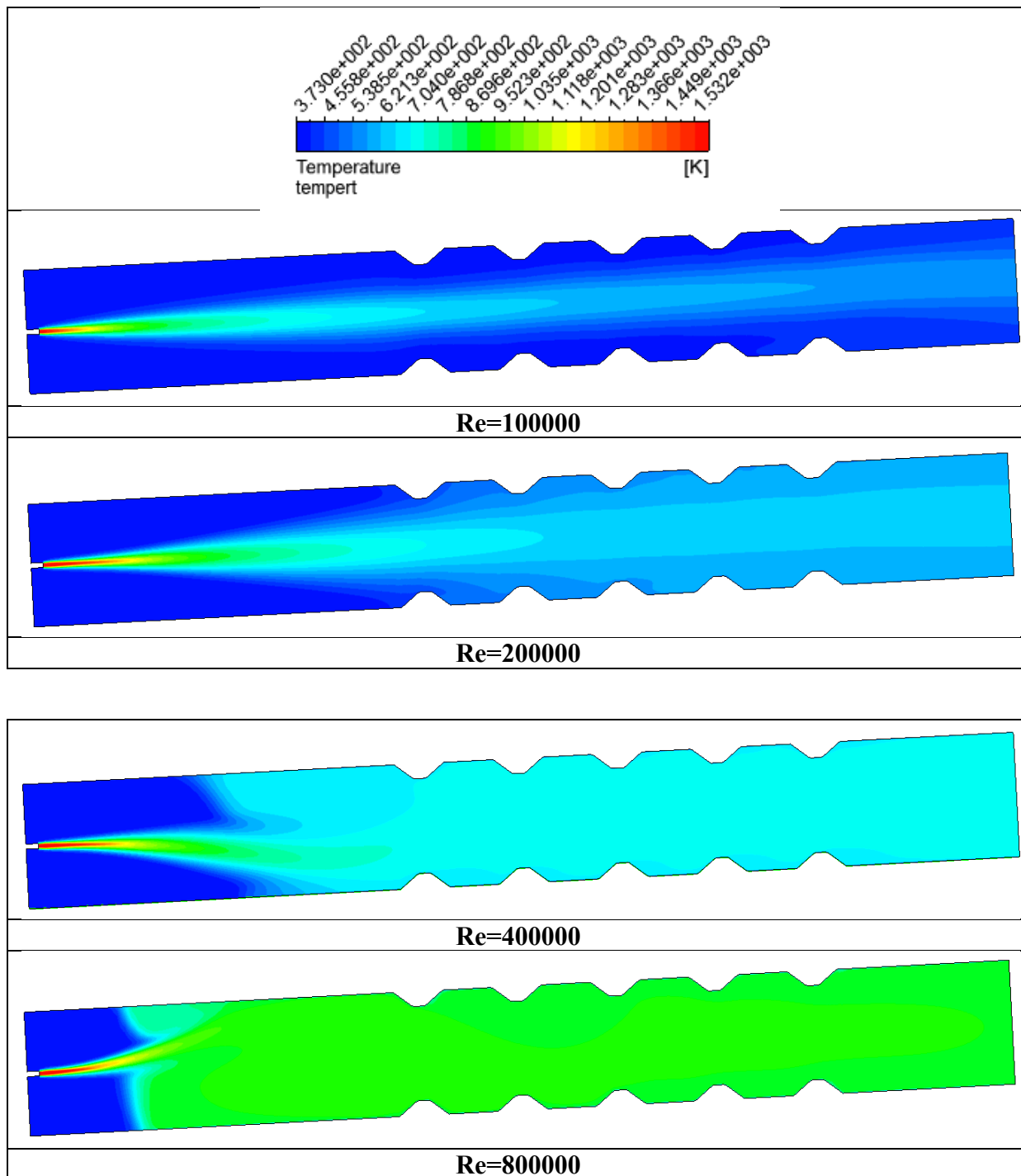


Figure IV.8: *Contours de température pour différents nombres de Reynolds*

IV.4.3 Lignes de courant

La figure IV.9 illustre les lignes de courant pour différents nombres de Reynolds. Elle montre comment le flux d'air évolue avec l'augmentation du nombre de Reynolds, influençant ainsi la distribution de la vitesse et de la température. Les graphiques mettent en évidence les variations distinctes de l'écoulement d'air à mesure que le nombre de Reynolds augmente, offrant un aperçu visuel clair de l'impact de ce paramètre sur le système.

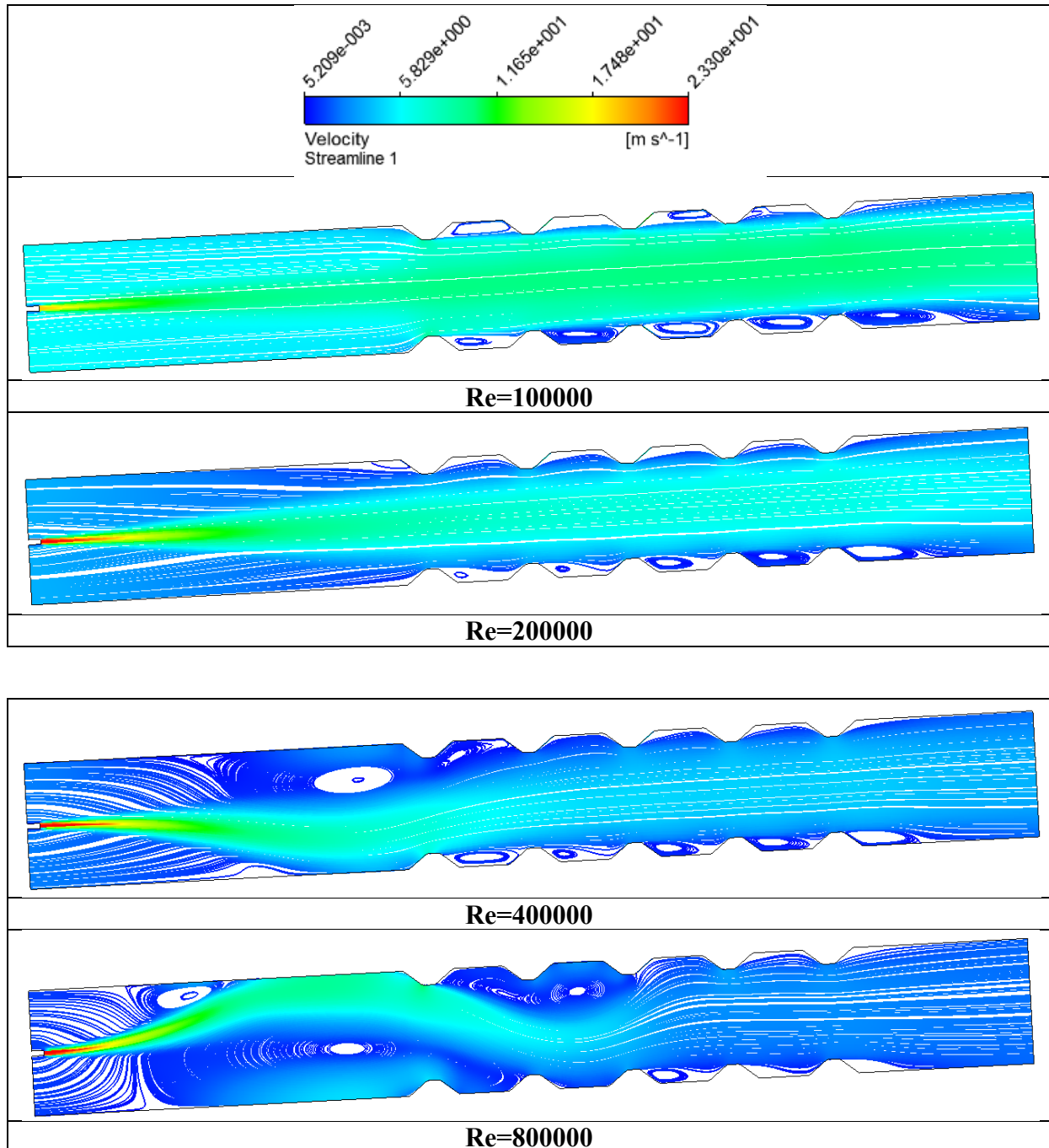


Figure IV.9 : Lignes de vitesse de l'air pour différents nombres de Reynolds

IV.5 Impact de variation de la vitesse de rotation sur l'écoulement

IV.5.1 Variation de la température

La Figure IV.10 montre la variation de la température en fonction du rapport X/D pour différentes vitesses de rotation (N) du four rotatif. À $N = 0$ tr/min et 1 tr/min, la température présente des variations plus marquées, suggérant une distribution de température moins uniforme. Les vitesses de rotation plus élevées (12 et 16 tr/min) semblent stabiliser la température autour d'une valeur moyenne, avec des fluctuations moins prononcées comparées aux vitesses plus basses. L'augmentation de la rotation a donc un impact positif sur l'uniformité de la température.

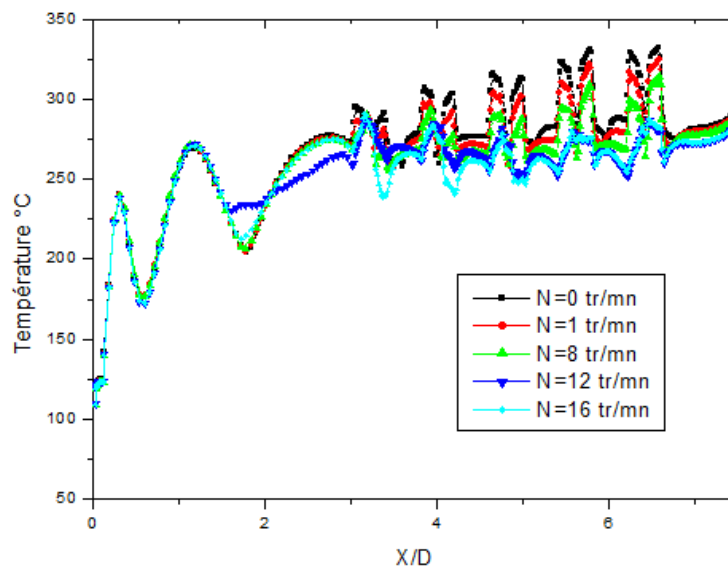


Figure IV.10 : Variation de la température pour différents la vitesse de rotation

IV.5.2 Variation nombre de Nusselt local

La figure IV.11 présente une comparaison de la variation du nombre de Nusselt local pour différentes vitesses de rotation. On observe que pour les vitesses de 0 tr/min et 1 tr/min, le nombre de Nusselt local est faible et stable, puis montre des fluctuations marquées. Pour les autres valeurs de vitesse (8 tr/min, 12 tr/min et 16 tr/min), les courbes montrent des pics plus élevés et plus fréquents, surtout pour la vitesse de 16 tr/min qui atteint des valeurs de Nusselt local supérieures à 3750 à ($X/D=6.5$).

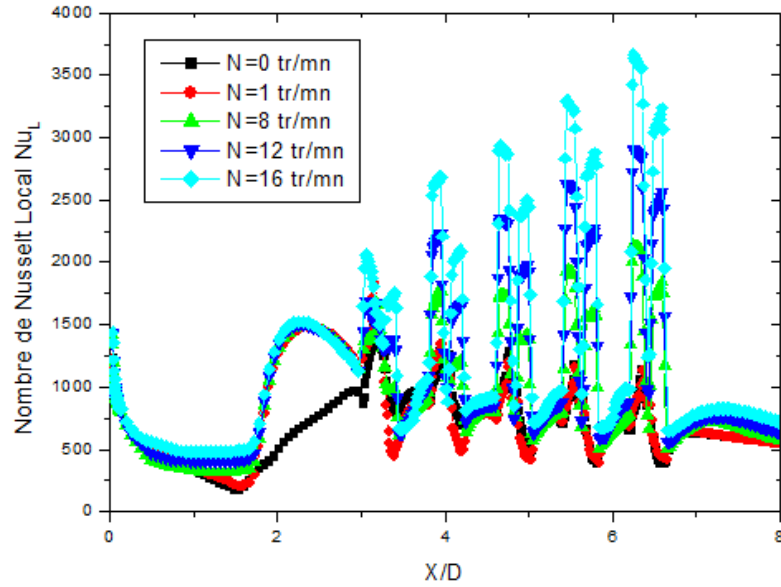
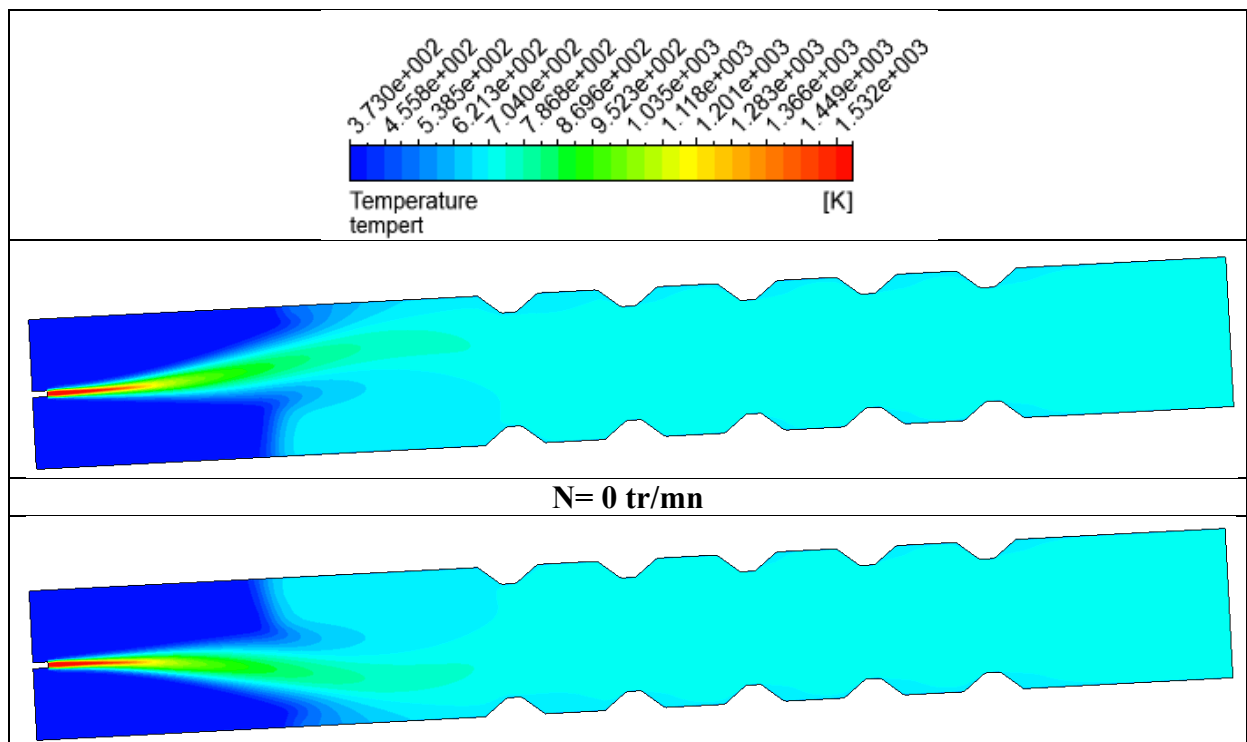


Figure IV.11 : Variation de nombre de Nusselt pour différents la vitesse de rotation

IV.5.3 Contours des températures

La figure IV.12 illustre l'effet de la vitesse de rotation du four rotatif sur la distribution de la température à l'intérieur de celui-ci. Selon les lignes de température, une zone de température élevée est observée à proximité du brûleur. Il a également été constaté que les valeurs de température les plus basses se trouvent à l'intérieur de la paroi du four lorsque la vitesse de rotation est plus élevée, notamment pour $N=12$ tr/min et 16 tr/min. Ainsi, augmenter la vitesse de rotation conduit à abaisser la température des parois du four.



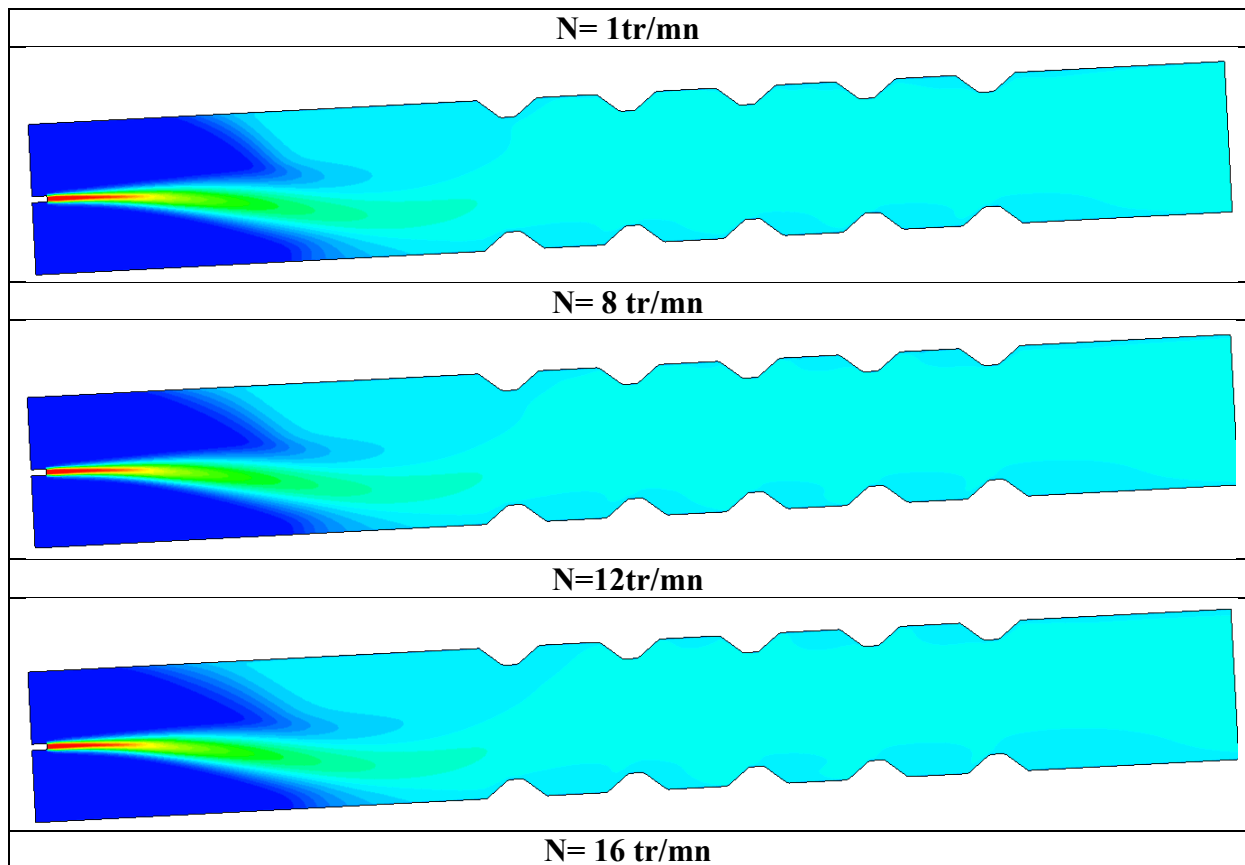
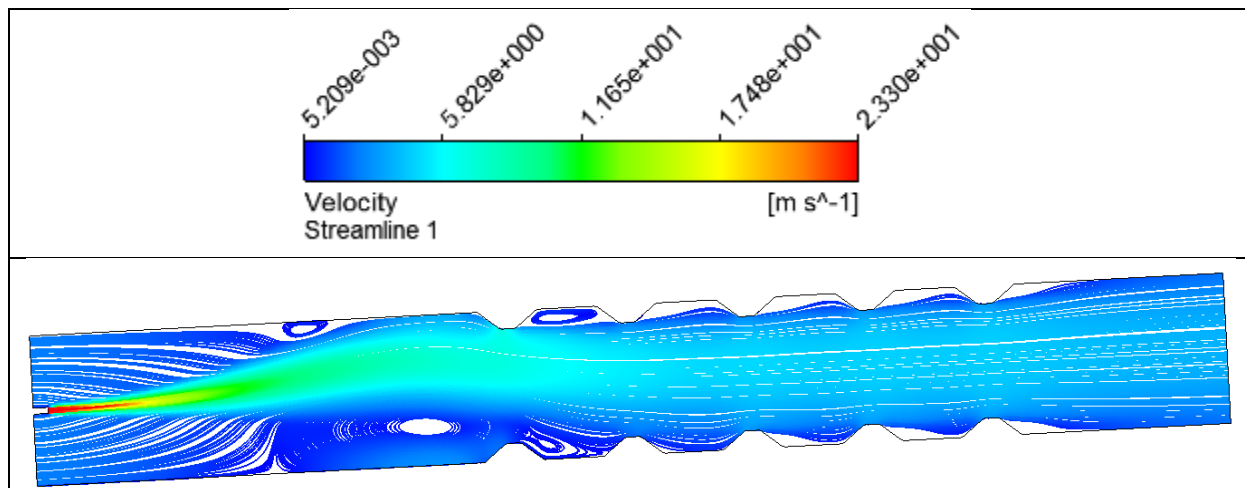


Figure IV.12 : Contours de la température pour différents la vitesse de rotation

IV.5.4 Lignes de courant

La figure IV.13 présente les trajectoires de vitesse à l'intérieur d'un four rotatif pour chacune des cinq vitesses de rotation. En raison de la haute vitesse et de la température élevée de l'air primaire, le flux d'air est dévié loin du brûleur, créant une grande turbulence où l'air chaud se mélange et est distribué le long du mur du four, selon des lignes fluides. De plus, elle montre que l'air à l'intérieur du canal aileté présente une zone de recirculation formée à l'intérieur de chaque rainure le long de l'axe longitudinal. En outre, comme le montre le trajet des vitesses, la région de recirculation à l'intérieur de l'ailette augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation et est uniformément distribuée, en particulier à $N=12$ tr/min et 16 tr/min.



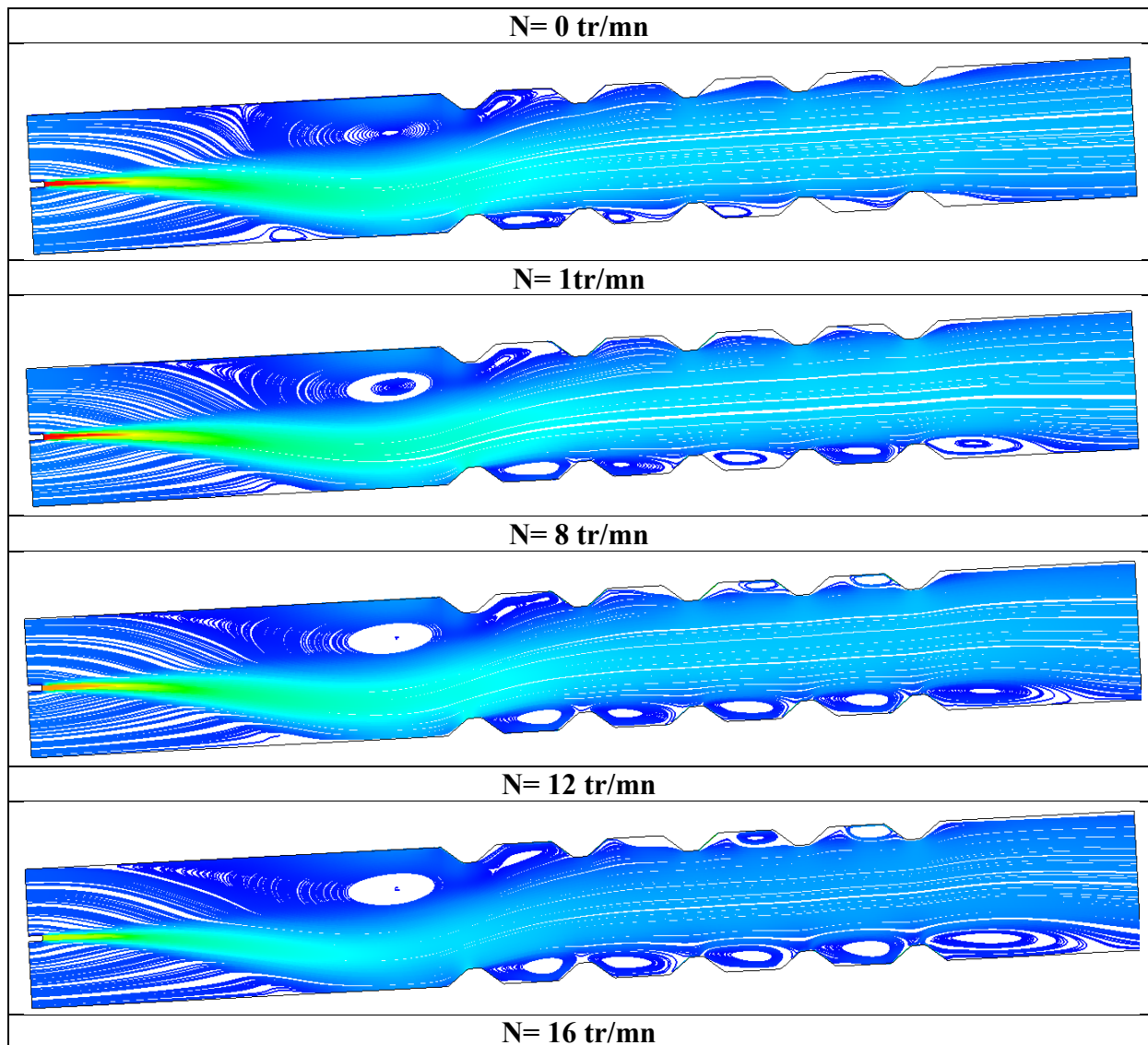


Figure IV.13 : lignes de la vitesse de l'air pour différents la vitesse de rotation

IV.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous explorons l'utilisation d'un code CFD commercial pour simuler numériquement la convection forcée d'un écoulement turbulent sur des parois ailetées d'un four rotatif à ciment. Les résultats de la simulation numérique du refroidissement de la paroi externe du four à travers cinq configurations (une lisse et quatre avec ailettes) sont validés expérimentalement en utilisant la méthode des volumes finis. Ces résultats sont présentés afin d'analyser le comportement thermique d'un écoulement turbulent en utilisant le modèle $k-\epsilon$ réalisable.

Conclusion générale

Le refroidissement de la paroi par l'intermédiaire d'ailettes est l'une des méthodes les plus utilisées pour améliorer les performances thermiques des fours rotatifs. Dans ce travail, nous avons étudié numériquement l'écoulement de l'air dans le conduit d'un four rotatif en utilisant la méthode des volumes finis. Le code ANSYS Fluent 14.0 nous a permis de calculer l'écoulement dans le four. Le calcul de l'écoulement est effectué dans un domaine bidimensionnel avec un maillage hexaédrique raffiné près de la paroi. Nous avons jugé pertinent d'appliquer le modèle k- ϵ réalisable, qui fournit des informations détaillées sur la modification de la géométrie de la paroi.

Les résultats numériques présentés dans cette étude démontrent que la configuration avec différentes profondeurs d'ailettes dans le four, les conditions d'injection d'air et la vitesse de rotation ont un impact significatif sur les profils de température et les transferts thermiques. En particulier, l'utilisation de parois munies d'ailettes a permis de réduire la température des parois externes du four et d'améliorer le transfert de chaleur, conduisant ainsi à une meilleure efficacité énergétique.

En conclusion, cette étude numérique et thermique de l'écoulement de l'air dans un four rotatif a permis de mettre en évidence des stratégies pour améliorer les performances thermiques. Les résultats obtenus peuvent servir de base pour des recherches futures et des applications industrielles visant à optimiser l'efficacité énergétique des fours rotatifs.

Perspectives

Les futures recherches pourraient explorer l'intégration de ces modifications dans des conditions opérationnelles réelles et évaluer leur impact à long terme sur la durabilité et la performance des fours rotatifs.

Voici quelques suggestions pour des pistes de recherche futures :

- Tester d'autres configurations géométriques sur la paroi du four.
- Explorer l'utilisation de jets synthétiques.
- Évaluer l'efficacité et la réduction de la pollution des différents types de carburants.
- Investiguer l'utilisation de systèmes de ventilation avancés pour assurer un flux d'air uniforme et régulier.

Reference bibliographique

- [1] RTCE, Le guide environnemental du secteur cimentier en Tunisie, (2011).
- [2] A.K. Chatterjee, Chemistry and engineering of the clinkerization process — Incremental advances and lack of breakthroughs, *Cem. Concr. Res.* 41 (2011) 624–641. doi: 10.1016/j.cemconres.2011.03.020.
- [3] C. Pongo Pongo, Caractéristiques des produits Cinat, (2012).
- [4] IFIPS, Le ciment : fabrication et prise, (2017).
- [5] M. Schneider, Process technology for efficient and sustainable cement production, *Cem. Concr. Res.* 78, Part A (2015) 14– 23. doi: 10.1016/j.cemconres.2015.05.014
- [6] C. Charron, L'industrie du ciment-Données générales, (2008).
- [7] Bisulandu, B. J. R. M., & Marias, F. (2019). Modélisation de la chimie du clinker et de l'ingénierie du processus de fabrication du ciment : Etat de l'art. *International Journal of Innovation and Applied Studies*, 25(2), 528.
- [8] Documentations de l'usine cimenterie LAFARGE OGGAZ MaSCARA
- [10] BIDEQ, M., JANATI, K., & BOUSSHINE, L. Etude de l'ovalisation d'un four rotatif de cimenterie : Modélisation par éléments finis et expérimentation
- [11] Schmidt R, Nikrityuk PA. Numerical simulation of the transient temperature distribution inside moving particles. *Can J Chem Eng* 2012;90:246–262
- [12] Elattar HF, Stanev R, Specht E, Fouda A. CFD simulation of confined non-premixed jet flames in rotary kilns for gaseous fuels. *Comput Fluids* 2014;102:62–73.
- [13] Elattar HF, Specht E, Fouda A, Bin-Mahfouz AS. Study of parameters influencing fluid flow and wall hot spots in rotary kilns using CFD. *Can J Chem Eng* 2016;94:355–367.
- [14] C.A. Cook, V.A. Cundy, Heat transfer between a rotating and a moist granular bed, *Int. J. Heat Mass Transfer* 38 (3) (1995) 419–432
- [15] Imbert M., Paschkis O., 1962. A New Theory for rotary Kiln Heat exchanger. *Int. journal heat and mass transfert*, vol. 5, pp. 623-638.
- [16] Folliot A., 1955. La transmission de chaleur dans le four rotatif à ciment. Publication technique de C.E.R.I.L.H. n°65.
- [17] Onissi., 1980. ZKG, Vol. 03, 12, 639-647.
- [18] Csernyei C, Straatman AG. Forced convective heat transfer on a horizontal circular cylinder due to multiple impinging circular jets. *Appl Therm Engineer* 2016.
- [19] P.V. Barr, J.K. Brimacombe, A.P. Watkinson, A heat-transfer model for the rotary kiln: Part I. Pilot kiln trials, *Metall. Trans. B* 3 (20) (1989) 391–402

- [20] J.P. Gorog, T.N. Adams, J.K. Brimacombe, Regenerative heat transfer in rotary kilns, *Metall. Trans. B* 13 (2) (1982) 153–163.
- [21] A. Watkinson, J. Brimacombe, Heat transfer in a direct-fired rotary kiln: II. Heat flow results and their interpretation, *Metallurg. Trans. B* 9 (2) (1978) 209–219
- [22] Attou, Y., Bouhafis, M., & Feddal, A. (2021). Numerical analysis of turbulent flow and heat transfer enhancement using V-shaped grooves mounted on the rotary kiln's outer walls. *Journal of Thermal Engineering*, 10(2), 350-359.
- [23] Attou Y, Dellil AZ, Meghdir A. Impact of the grooves on the enhancement of heat transfer in an annular space of a rotor-stator. *Int J Heat Technol* 2018;36:1283-1291
- [24] J.P. Gorog, T.N. Adams, J.K. Brimacombe, Regenerative heat transfer in rotary kilns, *Metall. Trans. B* 13 (1982) 153–163, <https://doi.org/10.1007/BF02664572>.
- [25] J.P. Gorog, T.N. Adams, J.K. Brimacombe, Heat transfer from flames in a rotary kiln, *Metall. Trans. B* 14 (1983) 411–424, <https://doi.org/10.1007/BF02654360>.
- [26] J.P. Gorog, J.K. Brimacombe, T.N. Adams, Radiative heat transfer in rotary kilns, *Metall. Trans. B* 1 (12) (1981) 55–70.
- [27] G.J. Thornton, R.J. Batterham, The transfer of heat in kilns, in: Tenth Aust. Chem. Eng. Conf., 1982, pp. 260–266.
- [28] S.H. Tscheng, A.P. Watkinson, Convective heat transfer in a rotary kiln, *Can. J. Chem. Eng.* 57 (1979) 433–443.
- [29] Smagorinsky. J, 1963. General circulation experiment with the primitive equations I. the basic experiment. *Mon. Weather Rev.* 91 (3), pp. 99-164.
- [30] Zhiyin. Y, 2015. Large-eddy simulation : Past, present and the future, *Chinese Journal of Aeronautics*, 28(1), pp. 11-24.
- [31] Dellil Ahmed Zineddine, 2005. Investigation numérique du transfert de chaleur par convection forcée sur une paroi ondulée, thèse de doctorat d'état, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF.
- [32] Reynolds. O, 1895. On the dynamical theory of incompressible flows viscous fluids and the determination of the criterion, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 186, pp. 123-64.
- [33] Jiyuan. T, Guan. H. Y, Chaoqun. L, 2007. *Computational Fluid Dynamics- A Practical Approach*, pp. 65. ISBN : 978-0-7506-8563-4.
- [34] Boussinesq. J, 1878. Essai sur la théorie des eaux courantes, *Journal de mathématiques pures et appliquées*, (4), pp. 335-376.
- [35] Spalart. P. R, Allmaras, S. R, 1992. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, *AIAA Paper* 92-0439.
- [36] Wilcox. D. C, 1993. *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries, California.

- [37] Menter. F. R, Kuntz. M, Langtry. R, 2003. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, in 'Proc. 4th Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer. Begell House Inc., West Redding, pp. 625-632.
- [38] Attou Youcef, 2019. Étude numérique et thermique d'un écoulement turbulent dans un espace annulaire d'un rotor stator, thèse de doctorat d'état, Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed
- [39] MOHAMED RACHID MEKIDECHE, " Contribution à la Modélisation Numérique de Torches à Plasma D'Induction " thèse de doctorat, Université de NANTES, 1993.
- [40] G. D. G. TOUZOT, « Une Présentation de la Méthode des Eléments Finis », Maloine S.A. Editeur Paris, France, 1984.
- [41] Bastian, M. and B.Q. Li, An efficient automatic mesh generator for quadrilateral elements implemented using C++. Finite Elements in Analysis and Design, 2003. 39(9): p. 905-930.
- [42] TrueGrid, A Quality Mesh, <http://www.truegrid.com/guality.html> (Consulté le 23 février 2004).
- [43] George, P.L., Automatic mesh generation application to finite element methods. 1991, Chichester et Paris: John Wiley & Sons et Masson. ix, 333 , [4] de pl. (en coul.).
- [44] George, P.-L. and H. Borouchaki, Delaunay triangulation and meshing application to finite elements. 1998, Paris: Hermès. vii, 413.
- [45] ANSYS FLUENT, 2012. Theory Guide, ANSYS, Inc., Canonsburg, Release 14,5
- [46] ANSYS FLUENT, 2006. Solver Setting, Introductory FLUENT Training
- [47] Lafarge. La cimenterie Lafarge Ciment Oggaz. Available at: https://www.lafarge.dz/1_2_2_2-usine_d_oggaz.