

	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	
	Department of Mechanical Engineering	

N° d'ordre : M2...../GM/2026

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Thème

**Étude numérique assistée par intelligence artificielle de l'effet des
plaques de séparation sur les performances d'un échangeur de
chaleur à courants croisés**

Présenté par

1- MORTET Aziza

2- BELKHODJA Marwa Rania

Soutenu le 29/06/2026 devant le jury composé de :

Président(e) :	OULD SAID Belkacem	Maitre de Conférences "A"	Université de Mostaganem
Examineurs :	GUERMAT Abdelkader	Maitre de Conférences "B"	Université de Mostaganem
Encadrant (e) :	SENOUCI Moussa	Maître Assistant "A"	Université de Mostaganem

Année universitaire 2025 / 2026

Remerciement

Avant tout, nous rendons grâce à ALLAH pour nous avoir donné la force, la patience et la détermination nécessaires afin d'achever ce travail.

Nous adressons nos sincères remerciements à notre encadrant, Monsieur SENOUCI Moussa, pour son accompagnement, ses conseils précieux et sa disponibilité tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions également les membres du jury, le chef de département le Docteur OULD SAID Belkacem et le Docteur GUERMAT Abdelkader pour l'intérêt qu'ils portent à notre travail en acceptant de l'évaluer.

Enfin, nous exprimons notre gratitude à toute personne ayant contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce mémoire.

Dédicace

*Je dédie ce travail avec une profonde reconnaissance à mes chers parents,
Mortet Abdelkader et Mortet Fatima, pour leur amour, leur patience et tous les
sacrifices qu'ils ont faits pour moi.*

À mes frères et à ma sœur Hafsa, pour leur soutien et leur présence constante.

*À moi-même, pour ma persévérance, mon courage et tous les efforts fournis malgré
les difficultés.*

À ma chère amie Rania, pour son encouragement et son aide précieuse.

À toute la famille Mortet.

À tous ceux qui m'ont soutenue de près ou de loin.

AZIZA

Dédicace

Je dédie ce mémoire A mes chers parents

*Qui n'ont pas cessé de me conseiller ; m'encourager et me soutenir tous au long de
mes études.*

À ma chère sœur, et à mes deux frères.

A mon binôme Aziza

A toutes mes amies

A tous ceux qui me sont chers

Merci pour votre amour, votre soutien et vos

Encouragements

MARWA

المخلص

يهدف هذا العمل إلى تحسين فهم وأداء المبادلات الحرارية من خلال تحليل تأثير الصفائح الفاصلة على ظواهر انتقال الحرارة والخسائر الهيدروديناميكية. وتُبرز الدراسة تأثير المعلمات الهندسية، مثل التباعد بين الصفائح وترتيبها، بالإضافة إلى ظروف التشغيل، ولا سيما معدل التدفق ونظام الجريان.

تم اعتماد مقارنة هجينة تعتمد على الجمع بين المحاكاة العددية لتوليد البيانات وتقنيات الذكاء الاصطناعي للنمذجة التنبؤية. وقد استُخدم الانحدار الخطي كنموذج مرجعي لتحديد المعلمات الأكثر تأثيرًا وتقديم تفسير فيزيائي أولي للنظام. وتمثل هذه المرحلة أساسًا لتطوير نماذج أكثر تقدمًا تتيح تحسين دقة التنبؤات مع تقليل التكلفة الحسابية.

تُظهر النتائج المتحصل عليها أن هذه المقاربة تُمكن من التنبؤ الموثوق بالأداء الحراري للمبادلات الحرارية، كما تُسهم بفعالية في توجيه عملية تحسين تصميمها وتطوير كفاءتها.

الكلمات المفتاحية:

الذكاء، (CFD) المبادلات الحرارية، انتقال الحرارة، الصفائح الفاصلة، المحاكاة العددية، ديناميكا الموائع الحسابية ..الانحدار الخطي، النمذجة التنبؤية، التحسين الهندسي، (Surrogate Model) الاصطناعي، نموذج الاستبدال

Abstract

This work aims to improve the understanding and performance of heat exchangers by analyzing the effect of separation plates on heat transfer and pressure losses. The study highlights the influence of geometric parameters, such as plate spacing and arrangement, as well as operating conditions including flow rate and flow regime. A hybrid approach is adopted, combining numerical simulations for data generation with artificial intelligence techniques for predictive modeling. Linear and polynomial regressions are used as a baseline model to identify the most influential parameters and to provide an initial physical interpretation of the system. This step serves as a foundation for developing more advanced models that enhance prediction accuracy while reducing computational cost.

The results demonstrate that this approach enables reliable prediction of thermal performance and provides an efficient framework for the optimization and design of heat exchangers.

Keywords:

Heat exchanger; Computational Fluid Dynamics (CFD); Heat transfer; Pressure drop; Separation plates; Surrogate model; Linear regression; Polynomial regression; Design optimization.

Résumé

Ce travail vise à améliorer la compréhension et les performances des échangeurs de chaleur en analysant l'effet des plaques de séparation sur les phénomènes de transfert thermique et les pertes hydrodynamiques. L'étude met en évidence l'influence des paramètres géométriques, tels que l'espacement et la disposition des plaques, ainsi que des conditions opératoires, notamment le débit et le régime d'écoulement.

Une approche hybride est adoptée, reposant sur la combinaison de simulations numériques pour la génération de données et de techniques d'intelligence artificielle pour la modélisation prédictive. Les régressions linéaire et polynomiales sont utilisées comme modèle de référence afin d'identifier les paramètres les plus influents et de fournir une première interprétation physique du système. Cette étape constitue une base pour le développement de modèles plus avancés permettant d'améliorer la précision des prédictions tout en réduisant le coût de calcul.

Les résultats obtenus montrent que cette approche permet de prédire de manière fiable les performances thermiques et d'orienter efficacement l'optimisation de la conception des échangeurs de chaleur.

Mots-clés :

Échangeur de chaleur ; transfert thermique ; plaques de séparation ; dynamique des fluides numérique (CFD) ; intelligence artificielle ; modèle de substitution (Surrogate Model) ; régression linéaire ; régression polynomiale ; modélisation prédictive ; optimisation géométrique.

Table des matières

Remerciement.....	1
Dédicace	2
Résumé	5
Table des matières	6
Liste des figures	10
Liste des symboles	12
INTRODUCTION.....	16
I. GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR.....	19
1.1 Définition et rôle des échangeurs de chaleur	19
I.1 Classification des échangeurs de chaleur	19
I.1.1 Selon le mode de contact entre les fluides	19
I.1.2 Selon la configuration des écoulements	19
I.1.3 Selon la conception géométrique	21
I.2 Principes de transfert thermique.....	21
I.3 Coefficient global d'échange thermique	21
I.4 Paramètres influençant les performances	25
I.5 Pertes de charge et performance énergétique	25
I.6 Amélioration des performances	25
I.7 Domaines d'application.....	26
II. INTELLIGENCE ARTIFICIELLE ET SES APPLICATIONS DANS LE DOMAINE DE L'INGÉNIERIE	27
II.1 Introduction générale.....	27
II.2 Principaux concepts de l'intelligence artificielle	27
II.2.1 Apprentissage automatique (Machine Learning)	27
II.2.2 Réseaux de neurones artificiels	28
II.2.3 Deep Learning	28
II.3 Applications de l'IA en ingénierie	29
II.3.1 Ingénierie mécanique	29
II.3.2 Ingénierie civile.....	29
II.3.3 Ingénierie électrique et énergétique	30

II.3.4	Ingénierie des procédés	30
II.4	Avantages de l'intelligence artificielle en ingénierie	30
II.5	Limites et défis de l'IA en ingénierie.....	31
II.6	Perspectives	31
III.	REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	34
III.1	Introduction	34
III.2	Études antérieures sur les écoulements autour des cylindres	34
III.3	Amélioration thermique des échangeurs de chaleur	35
III.4	Étude de Elmekawy et al.....	36
III.5	Synthèse bibliographique	36
IV.	MODÈLE MATHÉMATIQUE.....	39
IV.1	Approche de modélisation.....	39
IV.1.1	Équations gouvernantes.....	39
IV.1.2	Modèle de turbulence RNG $k-\varepsilon$	39
V.	RÉSULTATS ET DISCUSSIONS.....	41
V.1	Validation numérique.....	41
V.1.1	Application numérique	42
V.1.2	Calcul de la vitesse maximale :	42
V.1.3	Calcul du nombre de Reynolds :	43
V.1.4	Calcul du nombre de Nusselt (corrélation de Zukauskas) :	43
V.1.5	Calcul du coefficient de convection :	43
V.1.6	Calcul du flux thermique :	43
V.1.7	Résultats de référence.....	43
V.1.8	Analyse des champs thermo-hydrodynamiques de l'écoulement.....	44
V.2	Description de l'échangeur de chaleur sans plaques séparatrices en configuration décalée : 47	
V.2.1	Maillage du domaine :	48
V.2.2	Conditions aux limites de l'échangeur sans plaques séparatrices.....	50
V.3	Analyse des champs thermo-hydrodynamiques	51
V.3.1	Champ de température	59
V.3.2	Champ de vitesse.....	59

V.3.3	Champ de pression statique.....	59
V.3.4	Champ d'énergie cinétique turbulente (TKE).....	60
V.3.5	Synthèse	60
V.4	Étude de l'échangeur de chaleur avec plaques séparatrices.....	60
V.5	Description géométrique de l'échangeur avec plaques séparatrices.....	61
V.5.1	Maillage du domaine avec plaques séparatrices	62
V.6	Analyse des champs thermo-hydrodynamiques.....	63
V.7	Analyse comparative des champs thermo-hydrodynamiques	71
V.7.1	Comparaison des contours de température.....	71
V.7.2	Comparaison des contours de vitesse.....	71
V.7.3	Comparaison des contours de pression statique	71
V.7.4	Comparaison des contours d'énergie cinétique turbulente (TKE).....	71
V.7.5	Synthèse comparative.....	72
V.7.6	Effet du nombre de Reynolds sur la variation du nombre de Nusselt : comparaison avec et sans plaques.....	72
V.7.7	Effet du nombre de Reynolds sur la chute de pression	73
V.7.8	Comparaison du flux thermique de chaleur entre les échangeurs avec et sans plaques séparatrices	74
V.7.9	Évolution de la température de sortie en fonction de la position : comparaison entre les configurations avec et sans plaques séparatrices	75
V.8	Analyse tridimensionnelle des performances thermo hydrauliques de l'échangeur.....	77
V.8.1	Distribution du champ de vitesse	77
V.8.2	Distribution du champ de température	78
V.8.3	Distribution du champ de pression.....	80
V.8.4	Influence des plaques séparatrices sur les performances	81
V.9	MODÉLISATION PAR MODÈLE DE SUBSTITUTION ET OPTIMISATION DE LA GÉOMÉTRIE.....	81
V.9.1	Introduction :	81
V.9.2	Analyse du Nombre de Nusselt (Nu) :	81
V.9.3	Analyse de la Perte de Charge (ΔP) :	83
V.9.4	Analyse de la Puissance Thermique (Q)	83
V.9.5	Optimisation du Critère d'Évaluation des Performances (PEC).....	84

V.9.6	Analyse des résultats (Métriques et Validation)	85
V.9.7	Équations Prédicatives Finales (Modèle de Substitution) :	86
V.9.8	Analyse de la Distribution des Erreurs :.....	86
V.9.9	Analyse de la conformité entre les valeurs prédites et simulées (Parity Plots).....	87
V.9.10	Analyse des Courbes d'Ajustement Finales	87
V.9.11	Analyse de la Tendance Globale du PEC.....	88
V.9.12	Évaluation du Gain de Temps Computationnel (L'impact de l'IA).....	89
V.9.13	Bibliothèques Python utilisées	89
CONCLUSION GÉNÉRALE		92
BIBLIOGRAPHIE		94

Liste des figures

Figure I-1 Différents régimes d'écoulement et les profils de température associés dans un échangeur de chaleur à double tube.	20
Figure I-2 Différentes configurations d'écoulement dans les échangeurs de chaleur à écoulement croisé.	20
Figure I-3 Réseau de résistances thermiques dans un échangeur à double tube	22
Figure I-4 Surfaces interne et externe d'un échangeur tubulaire	23
Figure V-1 Géométrie de l'échangeur utilisée pour la validation numérique (adaptée de Bergman et al. [17], exercice 7-72)	41
Figure V-2 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12$ m/s	46
Figure V-3 Schéma de l'échangeur sans plaques	47
Figure V-4 Maillage du domaine de calcul de l'échangeur sans plaques séparatrices.	49
Figure V-5 Étude de sensibilité au maillage : variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre d'éléments.....	50
Figure V-6 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12$ m/s	53
Figure V-7 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 15$ m/s	55
Figure V-8 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 18$ m/s	57
Figure V-9 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 20$ m/s	59
Figure V-10 Schéma de l'échangeur avec plaques séparatrices	61
Figure V-11 Maillage du domaine avec plaques.....	62
Figure V-12 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12$ m/s	64
Figure V-13 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 15$ m/s	66
Figure V-14 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 18$ m/s	68
Figure V-15 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 20$ m/s	70
Figure V-16 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds	73
Figure V-17 Variation de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds.....	74
Figure V-18 Variation du flux thermique en fonction de la vitesse	75
Figure V-19 Évolution de la température de sortie en fonction de la position	76
Figure V-20 Modélisation 3D de l'échangeur de chaleur.....	77
Figure V-21 Contours de la vitesse	78
Figure V-22 Contours de température.....	79

Figure V-23 Contours de pression.....	80
Figure V-24 Comparaison de Nu (Linéaire vs Poly) et analyse de la courbe d'écart.....	82
Figure V-25 Comparaison de Nu (Linéaire vs Poly) et analyse de la courbe d'écart.....	83
Figure V-26 Évolution de la puissance thermique (Q) en fonction de la longueur.....	84
Figure V-27 Optimisation du critère PEC et détermination de la longueur optimale.....	85
Figure V-28 Analyse de la distribution des erreurs (Error Distribution) pour Nu, ΔP et Q.....	87
Figure V-29 Diagrammes de parité (Parity Plot) pour la validation de Nu, ΔP et Q.....	87
Figure V-30 Courbes d'ajustement final (Fit Curve) en fonction de la longueur pour Nu, ΔP et Q	88
Figure V-31 Profil de tendance globale du critère PEC (PEC Trend)	88

Liste des symboles

Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité SI
A	Surface d'échange thermique	m ²
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
D	Diamètre du tube	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
H	Hauteur du domaine de calcul	m
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W·m ⁻² ·K ⁻¹
k	Conductivité thermique	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
L	Longueur du domaine ou des plaques de séparation	m
$\dot{m}$	Débit massique	kg·s ⁻¹
N	Nombre de tubes	—
Nu	Nombre de Nusselt	—
P	Pression statique	Pa
ΔP	Chute de pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	—
Q	Taux de transfert thermique	W
Q''	Flux thermique surfacique	W·m ⁻²
Re	Nombre de Reynolds	—
S_L	Espacement longitudinal entre les tubes	m
S_T	Espacement transversal entre les tubes	m
T	Température	K
T_{in}	Température d'entrée de l'air	K
T_{out}	Température de sortie de l'air	K

T_s	Température de la surface des tubes	K
T_w	Température de la paroi	K
ΔT_{lm}	Différence de température moyenne logarithmique	K
(u,v,w)	Composantes de la vitesse	$m \cdot s^{-1}$
U	Coefficient global d'échange thermique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
V	Vitesse d'entrée	$m \cdot s^{-1}$
(x,y,z)	Coordonnées cartésiennes	m

Lettres grecques

Symbole	Désignation	Unité SI
α	Diffusivité thermique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	$m^2 \cdot s^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$Pa \cdot s$
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
τ	Contrainte de cisaillement	Pa

Indices

Indice	Signification
(air)	Air
(f)	Fluide
(max)	Maximum
(min)	Minimum
(m)	Valeur moyenne
(ref)	Référence

(s)	Surface
(w)	Paroi

Abréviations

Abréviation Signification

AI	Intelligence artificielle
ANN	Artificial Neural Network (Réseau de neurones artificiels)
DNN	Deep Neural Network (Réseau de Neurones Profond)
CFD	Computational Fluid Dynamics
MAE	Mean Absolute Error
MSE	Mean Squared Error
R^2	Coefficient de détermination
RMSE	Root Mean Square Error
RNG	Renormalization Group
TKE	Turbulent Kinetic Energy

INTRODUCTION

Les échangeurs de chaleur occupent une place essentielle dans de nombreux secteurs industriels, notamment l'énergie, la pétrochimie, le génie climatique et l'industrie manufacturière. Leur fonction principale consiste à assurer le transfert de chaleur entre deux fluides tout en garantissant un rendement énergétique élevé et des pertes minimales. Dans un contexte marqué par la transition énergétique, la réduction de la consommation d'énergie et des émissions de gaz à effet de serre constitue un enjeu majeur, ce qui rend l'amélioration des performances thermo-hydrauliques de ces équipements particulièrement importants.

L'optimisation des échangeurs de chaleur repose sur une meilleure compréhension des phénomènes de transfert thermique et d'écoulement. Toutefois, la complexité des géométries, la turbulence des écoulements et les interactions entre les paramètres géométriques et opératoires rendent leur modélisation difficile. Les approches expérimentales et les simulations numériques par mécanique des fluides numérique (CFD) permettent d'obtenir des résultats précis, mais elles nécessitent souvent des ressources de calcul importantes, en particulier lorsqu'un grand nombre de configurations doit être étudié.

Parallèlement, l'intelligence artificielle (IA), notamment les techniques d'apprentissage automatique (*Machine Learning*), connaît un développement considérable dans le domaine de l'ingénierie. Grâce à sa capacité à apprendre les relations entre les variables d'entrée et de sortie à partir de données, elle offre une alternative efficace pour développer des modèles prédictifs capables d'estimer rapidement les performances d'un système avec une précision satisfaisante. Ces modèles de substitution permettent ainsi de réduire significativement le temps de calcul tout en conservant une bonne fiabilité des prédictions.

Dans ce contexte, le présent travail s'intéresse à l'étude de l'effet des plaques de séparation sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur. L'objectif est d'analyser leur influence sur le transfert thermique et les pertes de charge à l'aide de simulations numériques, puis de développer un modèle de substitution basé sur l'intelligence artificielle afin de prédire rapidement les performances de différentes configurations géométriques. Cette approche vise à combiner la précision de la CFD avec la rapidité des techniques d'apprentissage automatique pour faciliter l'analyse et l'optimisation des échangeurs de chaleur.

Les objectifs principaux de ce mémoire sont d'étudier l'influence des paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur, de constituer une base de données issue des simulations numériques, de développer et de valider un modèle prédictif basé sur la régression, puis d'utiliser ce modèle pour optimiser la géométrie de l'échangeur en

recherchant le meilleur compromis entre amélioration du transfert thermique et limitation des pertes de charge.

Le mémoire est organisé en cinq chapitres. Le premier présente les généralités sur les échangeurs de chaleur. Le deuxième est consacré aux concepts fondamentaux de l'intelligence artificielle et à leurs applications en ingénierie. Le troisième propose une revue bibliographique des travaux relatifs aux échangeurs de chaleur et aux modèles prédictifs. Le quatrième présente les résultats des simulations numériques et leur analyse. Enfin, le cinquième développe le modèle de substitution basé sur l'intelligence artificielle et son application à l'optimisation de la géométrie de l'échangeur.

I. GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

1.1 Définition et rôle des échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif thermique permettant le transfert d'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes, sans mélange direct dans la majorité des cas. Ces appareils sont largement utilisés dans de nombreux secteurs industriels tels que la production d'énergie, le génie chimique, l'industrie pétrolière, ainsi que dans les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (CVC).

Le principe fondamental repose sur les lois de la thermodynamique, notamment le second principe, selon lequel la chaleur s'écoule spontanément du milieu chaud vers le milieu froid. L'objectif principal d'un échangeur est d'optimiser ce transfert thermique tout en minimisant les pertes énergétiques et les coûts d'exploitation.

I.1 Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères, notamment le mode de transfert, la configuration des écoulements et la conception géométrique.

I.1.1 Selon le mode de contact entre les fluides

—**Échangeurs à contact direct** : Les deux fluides entrent en contact direct, ce qui permet un transfert thermique efficace, mais implique un mélange des fluides.

—**Échangeurs à surface (ou à contact indirect)** : Les fluides sont séparés par une paroi solide. Ce type est le plus utilisé dans l'industrie.

I.1.2 Selon la configuration des écoulements

—**Écoulement parallèle** : Les deux fluides circulent dans le même sens.

—**Écoulement à contre-courant** : Les fluides circulent en sens opposé, offrant généralement une meilleure efficacité thermique.

—**Écoulement croisé** : Les fluides se déplacent perpendiculairement l'un à l'autre, comme dans les échangeurs à faisceau tubulaire traversé par un fluide externe.

Ces configurations influencent fortement la performance thermique de l'échangeur, notamment la distribution de température et le coefficient global d'échange thermique. Voir les Figures I-1 et I-2.

GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

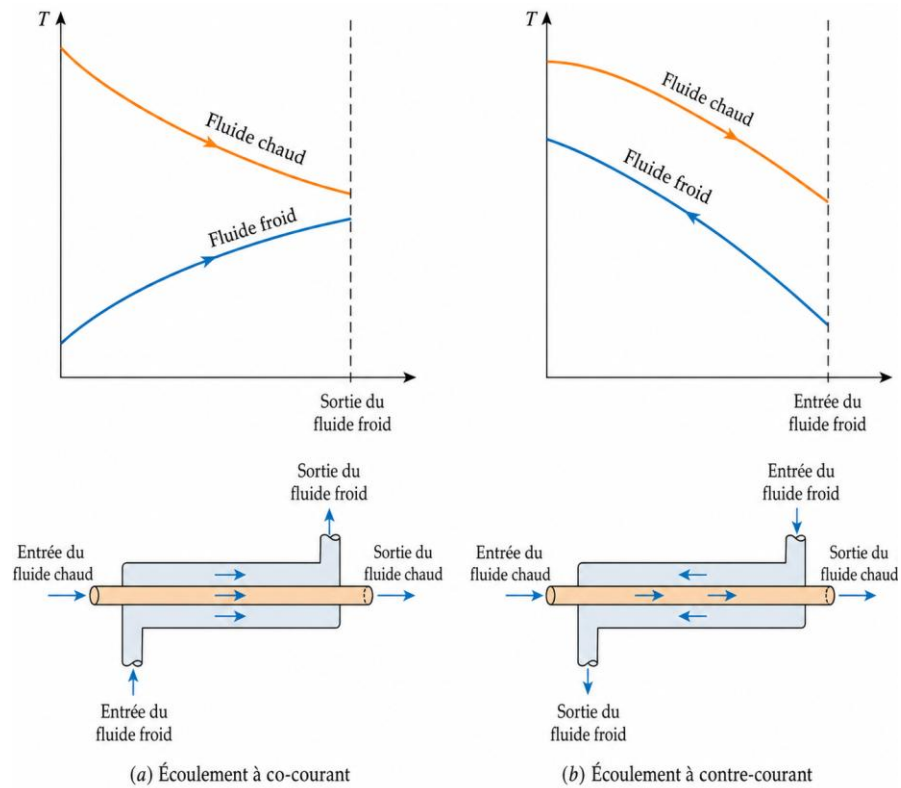


Figure I-1 Différents régimes d'écoulement et les profils de température associés dans un échangeur de chaleur à double tube.

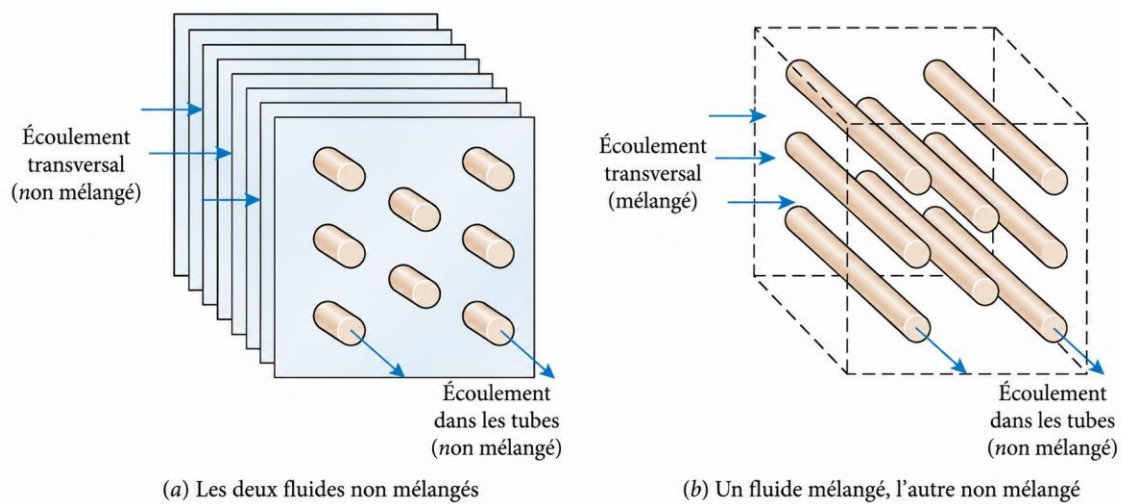


Figure I-2 Différentes configurations d'écoulement dans les échangeurs de chaleur à écoulement croisé.

I.1.3 Selon la conception géométrique

—**Échangeurs à tubes et calandre** : Très répandus dans l'industrie, ils consistent en un faisceau de tubes à l'intérieur d'une enveloppe.

—**Échangeurs à plaques** : Constitués de plaques minces empilées, offrant une grande surface d'échange.

—**Échangeurs à ailettes** : Utilisés pour améliorer le transfert thermique en augmentant la surface d'échange.

—**Échangeurs à faisceaux de tubes en écoulement croisé** : Souvent utilisés dans les applications de refroidissement d'air.

I.2 Principes de transfert thermique

Le transfert de chaleur dans un échangeur repose sur trois mécanismes fondamentaux :

—**Conduction** : Transfert de chaleur à travers une paroi solide séparant les deux fluides.

—**Convection** : Transfert entre un fluide en mouvement et une surface solide.

—**Rayonnement** : Généralement négligeable dans les échangeurs classiques, sauf à haute température.

Le flux thermique peut être exprimé par la relation suivante :

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

Où :

—Q est le flux thermique (W),

—U est le coefficient global d'échange thermique (W/m²·K),

—A est la surface d'échange (m²),

— ΔT_{lm} est la différence de température moyenne logarithmique.

I.3 Coefficient global d'échange thermique

Dans un échangeur de chaleur, le transfert thermique entre deux fluides est généralement accompagné de plusieurs résistances thermiques. Dans le cas d'un échangeur tubulaire à double tube, le transfert de chaleur s'effectue successivement :

— par convection entre le fluide chaud et la paroi interne du tube,

GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

- par conduction à travers la paroi solide,
- par convection entre la paroi externe et le fluide froid.

Le réseau de résistances thermiques associé à ce processus est illustré par la Figure I-3.

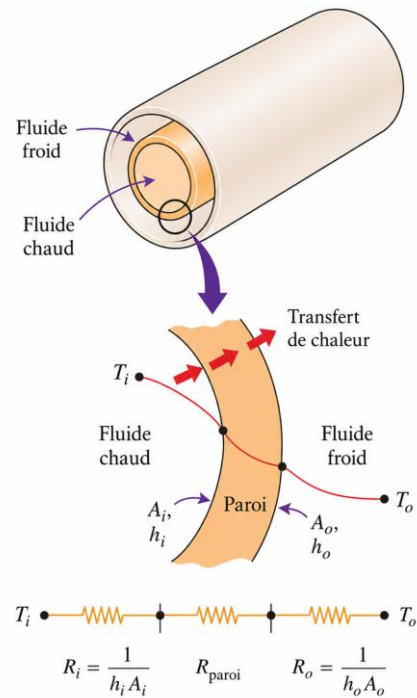


Figure I-3 Réseau de résistances thermiques dans un échangeur à double tube

La résistance thermique par conduction à travers la paroi cylindrique du tube est donnée par :

$$R_w = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL}$$

Où :

- D_i est le diamètre intérieur du tube,
- D_o est le diamètre extérieur du tube,
- k est la conductivité thermique du matériau,
- L est la longueur du tube.

Les résistances thermiques par convection sont exprimées par :

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o}$$

Où :

— h_i et h_o sont respectivement les coefficients de convection interne et externe,

— A_i et A_o représentent les surfaces interne et externe d'échange thermique.

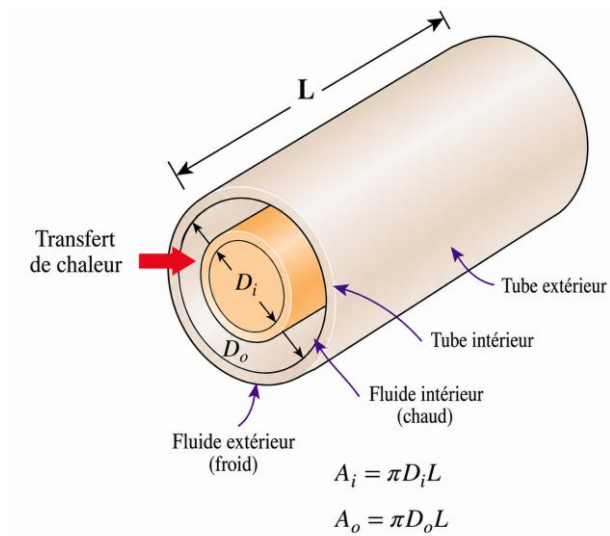


Figure I-4 Surfaces interne et externe d'un échangeur tubulaire

La Figure I-4 illustre les surfaces d'échange thermique interne et externe utilisées dans le calcul du coefficient global d'échange thermique. La surface interne A_i correspond à la surface en contact avec le fluide interne, tandis que la surface externe A_o représente la surface en contact avec le fluide externe.

La résistance thermique totale du système devient alors :

$$R_{tot} = R_i + R_w + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}$$

GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Dans le cas d'un tube cylindrique :

$$A_i = \pi D_i L$$

$$A_o = \pi D_o L$$

Le flux thermique échangé entre les deux fluides peut être exprimé sous la forme :

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

Où :

- Q est le taux de transfert thermique (W),
- U est le coefficient global d'échange thermique ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$),
- A est la surface d'échange thermique,
- ΔT est la différence de température moyenne.

Le coefficient global d'échange thermique représente donc l'effet combiné de toutes les résistances thermiques présentes dans le système. Il constitue un paramètre essentiel dans la conception et l'analyse des échangeurs de chaleur.

En annulant le terme ΔT dans l'équation du flux thermique, on obtient :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Cette relation montre que le coefficient global d'échange thermique dépend directement :

- des coefficients de convection des deux fluides,
- des propriétés thermiques du matériau,
- de la géométrie de l'échangeur.

Une augmentation des résistances thermiques entraîne une diminution du coefficient global d'échange thermique et donc une réduction des performances thermiques de l'échangeur.

I.4 Paramètres influençant les performances

Les performances d'un échangeur de chaleur dépendent de plusieurs paramètres :

- Le nombre de Reynolds (Re) : caractérise le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent).
- Le nombre de Nusselt (Nu) : mesure l'intensité du transfert thermique convectif.
- Le nombre de Prandtl (Pr) : relie les propriétés thermiques et dynamiques du fluide.

Dans les échangeurs en écoulement croisé, le comportement du fluide est fortement influencé par les phénomènes de séparation de couche limite, de formation de vortex et de zones de recirculation, ce qui impacte directement le transfert thermique et les pertes de charge.

I.5 Pertes de charge et performance énergétique

Un aspect essentiel dans la conception des échangeurs est la gestion des pertes de charge. Une augmentation des turbulences peut améliorer le transfert thermique, mais entraîne également une augmentation de la perte de pression.

La performance globale d'un échangeur est donc le résultat d'un compromis entre :

- l'augmentation du transfert thermique,
- la minimisation des pertes de charge,
- la réduction de la consommation énergétique (pompage).

I.6 Amélioration des performances

Plusieurs techniques sont utilisées pour améliorer les performances des échangeurs :

- utilisation d'ailettes pour augmenter la surface d'échange,
- insertion de dispositifs perturbateurs (turbulateurs),
- optimisation de la géométrie des tubes (formes elliptiques, ailettes),
- ajout de plaques séparatrices pour contrôler les écoulements et réduire les vortex.

Ces améliorations visent à augmenter le nombre de Nusselt tout en limitant l'augmentation des pertes de charge.

I.7 Domaines d'application

Les échangeurs de chaleur sont présents dans de nombreux domaines :

- Industrie énergétique : centrales thermiques, échangeurs vapeur/eau.
- Industrie chimique : réacteurs et procédés thermiques.
- Automobile : radiateurs, refroidissement moteur.
- Génie climatique : systèmes de climatisation et de chauffage.
- Aéronautique : gestion thermique des systèmes embarqués.

II. INTELLIGENCE ARTIFICIELLE ET SES APPLICATIONS DANS LE DOMAINE DE L'INGÉNIERIE

II.1 Introduction générale

L'intelligence artificielle (IA) constitue aujourd'hui l'un des domaines les plus dynamiques et transformateurs de l'ingénierie moderne. Elle désigne l'ensemble des techniques permettant à des machines ou systèmes informatiques d'imiter certaines capacités cognitives humaines telles que l'apprentissage, le raisonnement, la perception et la prise de décision. Grâce à l'évolution rapide des capacités de calcul et à la disponibilité massive de données, l'IA s'impose désormais comme un outil incontournable dans de nombreux secteurs industriels et scientifiques.

Dans le domaine de l'ingénierie, l'IA ne se limite plus à un simple outil d'assistance, mais devient un véritable moteur d'innovation. Elle permet d'optimiser les procédés, de réduire les coûts, d'améliorer la qualité des produits et de prédire le comportement de systèmes complexes. Cette transformation s'observe particulièrement dans des domaines tels que :

- le génie mécanique,
- le génie civil,
- le génie électrique,
- l'ingénierie des procédés,
- l'informatique industrielle.

II.2 Principaux concepts de l'intelligence artificielle

L'intelligence artificielle repose sur plusieurs sous-domaines complémentaires, chacun ayant des applications spécifiques en ingénierie.

II.2.1 Apprentissage automatique (Machine Learning)

L'apprentissage automatique est une branche de l'IA qui permet à un système d'apprendre à partir de données sans être explicitement programmé.

Il existe plusieurs types d'apprentissage :

- Apprentissage supervisé : le modèle apprend à partir de données étiquetées.
- Apprentissage non supervisé : le modèle détecte des structures cachées dans les données.

—Apprentissage par renforcement : le système apprend par essais et erreurs en maximisant une récompense.

En ingénierie, ces méthodes sont utilisées pour :

- la prédiction de défaillances,
- la classification de matériaux,
- l'optimisation de procédés industriels.

II.2.2 Réseaux de neurones artificiels

Les réseaux de neurones artificiels sont inspirés du fonctionnement du cerveau humain. Ils sont composés de couches de neurones interconnectés permettant de modéliser des relations complexes entre les variables d'entrée et de sortie.

Une expression simplifiée d'un neurone artificiel est donnée par :

$$y = f \left(\sum_{i=1}^n w_i x_i + b \right) \quad (\text{II-1})$$

Où :

- x_i représente les entrées,
- w_i les poids associés,
- b le biais,
- f la fonction d'activation.

Ces réseaux sont largement utilisés dans :

- la reconnaissance d'images,
- la modélisation de systèmes non linéaires,
- la simulation de phénomènes physiques complexes.

II.2.3 Deep Learning

Le deep learning est une extension des réseaux de neurones comportant plusieurs couches cachées. Il permet de traiter des données de grande dimension telles que les images, les signaux ou les séries temporelles.

Dans l'ingénierie, le deep learning est utilisé pour :

- la détection de défauts dans les structures,
- l'analyse de données issues de capteurs industriels,
- la modélisation de systèmes thermiques et fluides,
- la maintenance prédictive.

II.3 Applications de l'IA en ingénierie

II.3.1 Ingénierie mécanique

Dans le génie mécanique, l'intelligence artificielle est utilisée pour optimiser la conception des pièces et systèmes.

Les algorithmes d'optimisation basés sur l'IA permettent de réduire le poids des structures tout en conservant leur résistance mécanique.

De plus, les modèles prédictifs permettent d'anticiper les défaillances des machines grâce à l'analyse :

- des vibrations,
- des températures,
- des contraintes mécaniques.

La maintenance prédictive constitue aujourd'hui l'une des applications les plus importantes, permettant de réduire les temps d'arrêt et d'améliorer la fiabilité des équipements industriels.

II.3.2 Ingénierie civile

Dans le domaine du génie civil, l'IA est utilisée pour la surveillance des structures telles que :

- les ponts,
- les bâtiments,
- les barrages.

Les modèles d'apprentissage automatique permettent d'analyser les données issues de capteurs afin de détecter des fissures ou des déformations anormales.

L'IA est également utilisée dans :

- la planification urbaine,
- la gestion des ressources,
- la modélisation des infrastructures.

Elle contribue ainsi à améliorer la sécurité et la durabilité des constructions.

II.3.3 Ingénierie électrique et énergétique

L'intelligence artificielle joue un rôle clé dans l'optimisation des réseaux électriques intelligents (smart grids).

Elle permet de gérer la production et la distribution de l'énergie de manière efficace en fonction de la demande.

Les algorithmes d'IA sont également utilisés pour :

- la prévision de la consommation énergétique,
- l'optimisation des systèmes photovoltaïques,
- la détection de pannes dans les réseaux électriques,
- la gestion des systèmes de stockage d'énergie.

II.3.4 Ingénierie des procédés

Dans les industries chimiques et de procédés, l'IA est utilisée pour optimiser les paramètres de production afin d'améliorer le rendement et réduire les coûts.

Les modèles prédictifs permettent de simuler le comportement des réactions chimiques et d'ajuster les conditions opératoires en temps réel.

Elle est également utilisée dans le contrôle avancé des procédés industriels, permettant :

- une meilleure stabilité,
- une réduction des pertes énergétiques.

II.4 Avantages de l'intelligence artificielle en ingénierie

L'intégration de l'IA dans les systèmes d'ingénierie présente plusieurs avantages majeurs :

- Amélioration de la précision : les modèles basés sur l'IA offrent une meilleure précision que les méthodes classiques.
- Réduction des coûts : optimisation des ressources et diminution des erreurs humaines.
- Gain de temps : automatisation des tâches complexes et répétitives.
- Maintenance prédictive : anticipation des défaillances et réduction des arrêts de production.
- Optimisation globale : amélioration des performances des systèmes complexes.

II.5 Limites et défis de l'IA en ingénierie

Malgré ses avantages, l'intelligence artificielle présente certaines limites. Tout d'abord, la qualité des résultats dépend fortement de la qualité des données utilisées. Des données bruitées ou biaisées peuvent conduire à des modèles incorrects.

Ensuite, certains modèles d'IA, notamment les réseaux de neurones profonds, sont souvent considérés comme des boîtes noires, ce qui rend difficile l'interprétation des résultats.

Cela peut poser problème dans les applications critiques nécessitant une forte transparence.

Enfin, l'intégration de l'IA dans les systèmes industriels nécessite :

- des compétences avancées,
- une infrastructure technologique adaptée,
- des ressources de calcul importantes.

II.6 Perspectives

L'avenir de l'intelligence artificielle en ingénierie est particulièrement prometteur. Avec l'évolution des technologies telles que :

- l'Internet des objets (IoT),
- le Big Data,
- le calcul haute performance,

L'IA deviendra de plus en plus intégrée dans les systèmes industriels. On peut s'attendre à une généralisation des systèmes autonomes capables de s'autooptimiser en temps réel.

De plus, les avancées en intelligence artificielle explicable permettront de mieux comprendre les décisions des modèles, augmentant ainsi leur fiabilité dans les domaines critiques.

III. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

III.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires sont largement utilisés dans les applications industrielles telles que les centrales thermiques, les systèmes de climatisation, les procédés chimiques et les industries pétrochimiques. L'amélioration de leurs performances thermiques tout en réduisant les pertes de charge représente un enjeu majeur afin de diminuer la consommation énergétique et d'augmenter l'efficacité globale des systèmes thermiques.

Les échangeurs à écoulement croisé sont particulièrement répandus en raison de leur simplicité de conception et de leur capacité à assurer des transferts thermiques élevés. Cependant, l'écoulement autour des tubes engendre des phénomènes complexes tels que la séparation de couche limite, la formation de tourbillons et le développement d'une zone de sillage derrière les cylindres. Ces phénomènes influencent directement le transfert thermique ainsi que les pertes de pression.

Dans ce contexte, plusieurs techniques d'intensification thermique ont été proposées afin d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur. Parmi ces techniques, l'ajout de plaques séparatrices (splitter plates) derrière les tubes constitue une méthode passive prometteuse permettant de contrôler les structures tourbillonnaires et de réduire les pertes énergétiques.

III.2 Études antérieures sur les écoulements autour des cylindres

Les premières recherches concernant l'écoulement autour des corps cylindriques remontent aux travaux de Roshko [1], qui a montré que l'ajout d'une plaque séparatrice derrière un cylindre permet de supprimer partiellement le détachement tourbillonnaire. Par la suite, Roshko [2] a étudié expérimentalement la formation du sillage derrière un cylindre circulaire à grands nombres de Reynolds.

Grove et al. [3] ont analysé expérimentalement l'écoulement séparé autour d'un cylindre circulaire pour des faibles nombres de Reynolds. Gerrard [4] a ensuite démontré l'influence de la largeur du sillage sur la fréquence de détachement des tourbillons.

Apelt et al. [5] ont étudié l'effet des plaques séparatrices sur l'écoulement autour d'un cylindre circulaire et ont observé une réduction significative de la traînée aérodynamique. Kawai [6] a montré numériquement que les plaques séparatrices empêchent l'interaction entre les couches de cisaillement supérieure et inférieure, réduisant ainsi les fluctuations dans le sillage.

Plusieurs travaux ont également porté sur le contrôle passif du sillage derrière les cylindres carrés. Park et al. [7] ainsi que Sohankar et al. [8] ont démontré que les plaques séparatrices réduisent efficacement les forces fluctuantes et retardent le détachement tourbillonnaire.

III.3 Amélioration thermique des échangeurs de chaleur

Les recherches récentes se sont orientées vers l'amélioration des performances thermohydrauliques des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires. Sparrow et al. [9] ont montré que l'utilisation d'ailettes longitudinales améliore significativement le transfert thermique.

Mangrulkar et al. [10] ont réalisé une étude expérimentale et numérique sur un échangeur de chaleur à écoulement croisé équipé de plaques séparatrices intégrées.

Les résultats ont montré une amélioration du transfert thermique accompagnée d'une réduction des pertes de charge.

D'autres techniques d'intensification thermique ont également été proposées dans la littérature. Nakhchi et Esfahani [11] ont étudié numériquement l'utilisation de cylindres perforés dans les échangeurs de chaleur et ont obtenu une amélioration notable des performances thermiques. Dans une autre étude, Nakhchi et al. [12] ont utilisé des bandes perforées inclinées afin d'augmenter la turbulence et améliorer le nombre de Nusselt.

L'utilisation des nanofluides associée aux générateurs de vortex a également montré des performances intéressantes. Nakhchi et Esfahani [13] ont démontré qu'un nanofluide CuO-eau combiné à des rubans torsadés permet d'obtenir un facteur de performance thermique élevé.

Kouidri et al. [14] ont proposé une approche basée sur l'intelligence artificielle pour estimer la résistance à l'encrassement des échangeurs de chaleur. Deux modèles de réseaux de neurones, le Cascaded Forward Network (CFN) et le Recurrent Neural Network (RN), ont été développés à partir des mesures de température et de débit. Les résultats ont montré que les deux modèles permettent de prédire avec une grande précision la résistance à l'encrassement, le modèle CFN offrant les meilleures performances. Cette étude met en évidence le potentiel des techniques d'intelligence artificielle pour la surveillance et l'optimisation des performances des échangeurs de chaleur.

Na Sun et al. [15] ont développé un outil de conception rapide des échangeurs de chaleur compacts combinant des simulations CFD et des techniques d'intelligence artificielle. Quatre modèles d'apprentissage automatique, à savoir Extreme Learning Machine (ELM), Gaussian Process Regression (GPR), Improved Stochastic Configuration Network (ISCN) et Long Short-Term Memory (LSTM), ont été développés afin de prédire les performances

thermiques et hydrodynamiques des échangeurs. Les résultats ont montré que le modèle GPR offre les meilleures performances de prédiction et que l'utilisation de l'intelligence artificielle permet de réduire considérablement le temps de conception, passant de plusieurs heures de simulation CFD à seulement quelques minutes. Cette étude met en évidence le potentiel des modèles d'intelligence artificielle comme outils rapides et efficaces pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur.

III.4 Étude de Elmekawy et al.

Elmekawy et al. [16] ont développé un modèle numérique bidimensionnel basé sur la mécanique des fluides numérique (CFD) afin d'étudier l'effet des plaques séparatrices sur les performances d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires disposés en quinconce.

L'étude considère un écoulement turbulent d'air à travers un faisceau de 13 tubes circulaires chauffés à température constante. Les simulations ont été réalisées avec le modèle de turbulence RNG $k-\varepsilon$ pour des nombres de Reynolds compris entre 5500 et 14500.

Les résultats obtenus montrent que l'ajout des plaques séparatrices permet :

- une réduction des pertes de charge comprise entre 16% et 20% ;
- une augmentation du nombre de Nusselt allant de 31% à 41% ;
- une amélioration globale des performances thermo-hydrauliques.

Les auteurs ont également étudié l'influence de l'épaisseur et de la longueur des plaques séparatrices. Ils ont conclu que l'augmentation de l'épaisseur entraîne une hausse importante des pertes de charge sans amélioration significative du transfert thermique. En revanche, l'augmentation du rapport L/D améliore considérablement les échanges thermiques.

Cette étude constitue une référence importante pour l'analyse numérique des échangeurs de chaleur équipés de plaques séparatrices et servira de base au présent travail.

III.5 Synthèse bibliographique

L'analyse des travaux précédents montre que les techniques passives de contrôle du sillage représentent une solution efficace pour améliorer les performances thermo hydrauliques des échangeurs de chaleur. Parmi ces techniques, l'utilisation des plaques séparatrices permet :

- de réduire l'intensité des tourbillons ;
- de limiter les pertes énergétiques ;

- d'améliorer le transfert thermique ;
- d'augmenter les performances globales des échangeurs.

Cependant, plusieurs paramètres géométriques influencent fortement les performances du système, notamment :

- la longueur des plaques séparatrices ;
- leur épaisseur ;
- l'espacement entre les tubes ;
- le nombre de Reynolds ;
- la configuration géométrique du faisceau tubulaire.

Ainsi, une étude numérique approfondie reste nécessaire afin d'optimiser ces paramètres et de mieux comprendre les mécanismes physiques associés aux phénomènes d'écoulement et de transfert thermique.

IV. MODÈLE MATHÉMATIQUE

IV.1 Approche de modélisation

IV.1.1 Équations gouvernantes

La simulation numérique de l'écoulement turbulent et du transfert thermique dans l'échangeur de chaleur est réalisée à l'aide du logiciel **Fluent 6.3** pour le cas sans plaques de séparation et **ANSYS Fluent version 2024 R2** pour le cas avec plaques. Le modèle CFD est basé sur la résolution des équations de Navier–Stokes moyennées de Reynolds (RANS) associées au modèle de turbulence RNG k-ε. Les équations gouvernantes utilisées dans cette étude comprennent les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

L'équation de continuité s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{IV-1})$$

Où ρ représente la masse volumique du fluide et u_i les composantes de la vitesse.

L'équation de conservation de la quantité de mouvement est donnée par :

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u_i' u_j') + \rho g_i + S_m \quad (\text{IV-2})$$

Où p est la pression statique, μ la viscosité dynamique, g_i l'accélération gravitationnelle et S_m le terme source de quantité de mouvement.

L'équation de l'énergie s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i}) - \sum h_s J_s + u_j (\tau_{ij})_{eff} + S_h \quad (\text{IV-3})$$

Où E représente l'énergie totale, k_{eff} la conductivité thermique effective, T la température et S_h le terme source d'énergie.

IV.1.2 Modèle de turbulence RNG k-ε

Le modèle de turbulence RNGk-ε est utilisé dans cette étude en raison de sa capacité à prédire avec précision les écoulements présentant des phénomènes de séparation, de recirculation et de forts gradients de vitesse. Mangrulkar et al. [10] ont montré que ce

modèle fournit de meilleurs résultats avec un temps de calcul réduit par rapport aux autres modèles de turbulence.

L'hypothèse de Boussinesq est utilisée afin de relier les contraintes de Reynolds aux gradients moyens de vitesse :

$$-\rho u_i' u_j' = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{IV-4})$$

Où μ_t représente la viscosité turbulente, k l'énergie cinétique turbulente et δ_{ij} le symbole de Kronecker.

Les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et du taux de dissipation ε sont données respectivement par :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (\text{IV-5})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (\text{IV-6})$$

Où G_k représente la production d'énergie cinétique turbulente due aux gradients de vitesse et G_b la production due aux effets de flottabilité, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ et $C_{3\varepsilon}$ sont des constantes.

Le modèle RNG k - ε repose sur la théorie des groupes de renormalisation et permet une meilleure prise en compte des effets liés aux faibles nombres de Reynolds ainsi qu'aux écoulements proches des parois.

V. RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

V.1 Validation numérique

Afin de valider la précision des simulations numériques réalisées sous ANSYS Fluent, Afin de valider le modèle numérique développé sous ANSYS Fluent, un cas test issu de l'exercice 7-72 du chapitre 7 de l'ouvrage *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (8^e édition) de Bergman et al. [17] a été retenu. Les paramètres géométriques, les conditions aux limites et les propriétés thermo physiques utilisés sont conformes à ceux proposés dans cet ouvrage, permettant ainsi une comparaison entre les résultats théoriques et les résultats numériques obtenus. Le fluide considéré est de l'air circulant à une vitesse uniforme en entrée, avec une température initiale T_i . Le faisceau est constitué de N cylindres de diamètre D , maintenus à une température de surface constante T_s . Les cylindres sont disposés selon des espacements longitudinal S_L et transversal S_T . L représente la longueur des tubes.

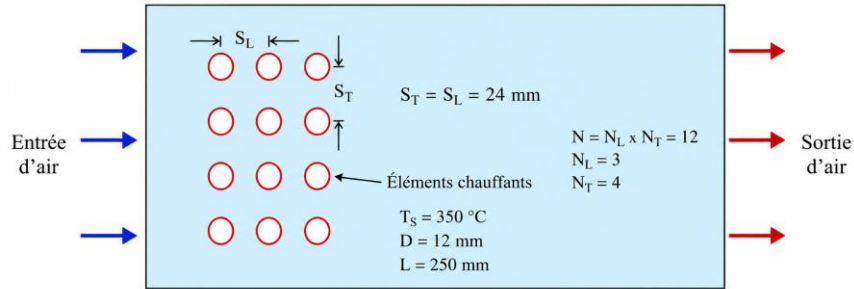


Figure V-1 Géométrie de l'échangeur utilisée pour la validation numérique (adaptée de Bergman et al. [17], exercice 7-72)

L'analyse thermique du système repose sur un bilan d'énergie global permettant de déterminer le flux de chaleur total échangé :

$$Q = \dot{m} c_p (T_o - T_i) = N (\overline{h_D} \pi D L \Delta T_{lm}) \quad (V-1)$$

Où $\dot{m}$ est le débit massique, T_o la température de sortie du fluide et T_i la température d'entrée du fluide. Le transfert thermique est également exprimé à l'aide de la différence de température logarithmique moyenne :

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_s - T_o}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (V-2)$$

Le coefficient de convection moyen est obtenu à partir du nombre de Nusselt, défini par :

$$Nu_D = \frac{\overline{h_D} D}{k} \quad (V-3)$$

Dans le cas d'un faisceau de cylindres en écoulement transversal, le nombre de Nusselt est évalué à l'aide de la corrélation empirique de Zukauskas :

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (V-4)$$

Où Re_D est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre du cylindre :

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (V-5)$$

La vitesse maximale dans le faisceau est donnée par :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (V-6)$$

Ces relations permettent de déterminer les grandeurs thermiques caractéristiques du système, qui seront ensuite comparées aux résultats obtenus par simulation CFD afin d'évaluer la précision et la validité du modèle numérique.

V.1.1 Application numérique

Les calculs analytiques sont réalisés à partir des données suivantes : vitesse d'entrée $V = 12 \text{ m/s}$, diamètre des cylindres $D = 12 \text{ mm}$, espacement transversal $S_T = 24 \text{ mm}$, ainsi que les propriétés thermo physiques de l'air évaluées à la température moyenne.

V.1.2 Calcul de la vitesse maximale :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V = \frac{24}{24 - 12} \times 12 = 24 \text{ m/s}$$

V.1.3 Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{(1,130)(24)(0,012)}{1,89 \times 10^{-5}} \approx 1,723 \times 10^4$$

V.1.4 Calcul du nombre de Nusselt (corrélation de Zukauskas) :

Où $C = 0,27$ et $m = 0,63$ pour la configuration alignée, avec $S_T/S_L > 0,7$ et $10^3 < Re_{D,max} \leq 2 \times 10^5$.

$$\overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^{0,36}$$

$$\overline{Nu_D} \approx 96,2$$

V.1.5 Calcul du coefficient de convection :

$$\overline{h_D} = \frac{\overline{Nu_D} \cdot k}{D} = \frac{96,2 \times 0,02699}{0,012} \approx 216,36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

V.1.6 Calcul du flux thermique :

$$Q = m \cdot c_p (T_o - T_i)$$

$$Q \approx 7671 \text{ W}$$

V.1.7 Résultats de référence

Les résultats analytiques obtenus pour la configuration étudiée sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau V-1 Résultats analytiques pour le faisceau de cylindres

$V_{max}(\text{m/s})$	Re_D	$\overline{Nu_D}$	$\overline{h_D}(\text{W/m}^2 \cdot \text{k})$	$\Delta T_{lm}(\text{°C})$	$Q \text{ (W)}$
24	$1,723 \times 10^4$	96,2	216	314	7671

La validation du modèle numérique a été réalisée en comparant les résultats obtenus par simulation CFD aux valeurs théoriques calculées à l'aide des corrélations de la littérature. Les paramètres étudiés, notamment le nombre de Nusselt, le coefficient de transfert thermique et le flux de chaleur, présentent une bonne concordance entre les deux approches. La valeur du nombre de Nusselt obtenue numériquement est de 92,5 contre 96,2 pour le calcul théorique, soit un écart relatif d'environ 3.85 %. Cet écart reste acceptable compte tenu des hypothèses simplificatrices utilisées dans les corrélations empiriques et de

la capacité de la simulation CFD à représenter plus finement les phénomènes d'écoulement, de turbulence et de transfert thermique. Cette bonne concordance confirme la fiabilité du modèle numérique adopté et permet de l'utiliser avec confiance pour l'étude paramétrique et l'analyse de l'effet des plaques séparatrices sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur. Les résultats sont présentés dans le Tableau V-2.

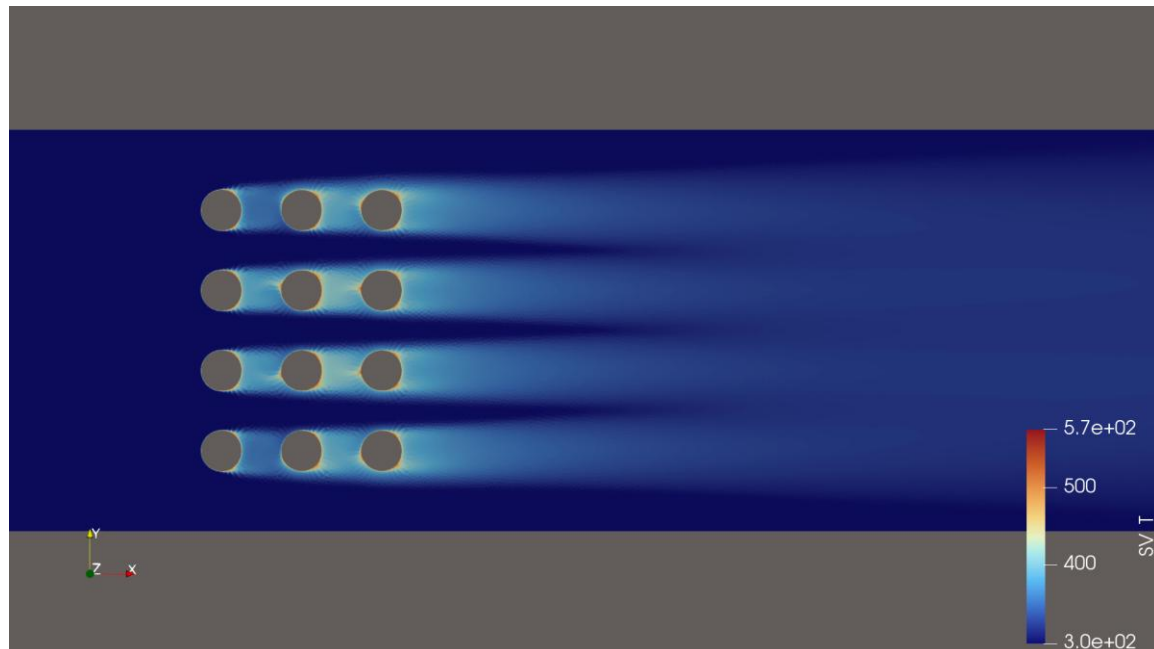
Tableau V-2 Comparaison entre les résultats analytiques et numériques

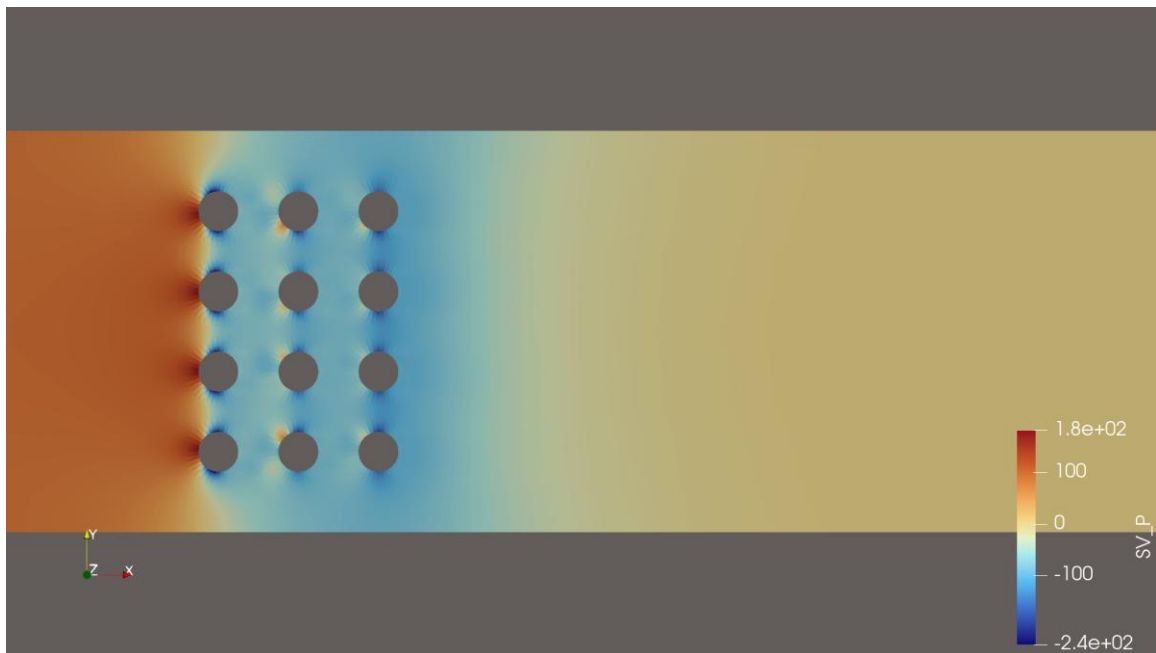
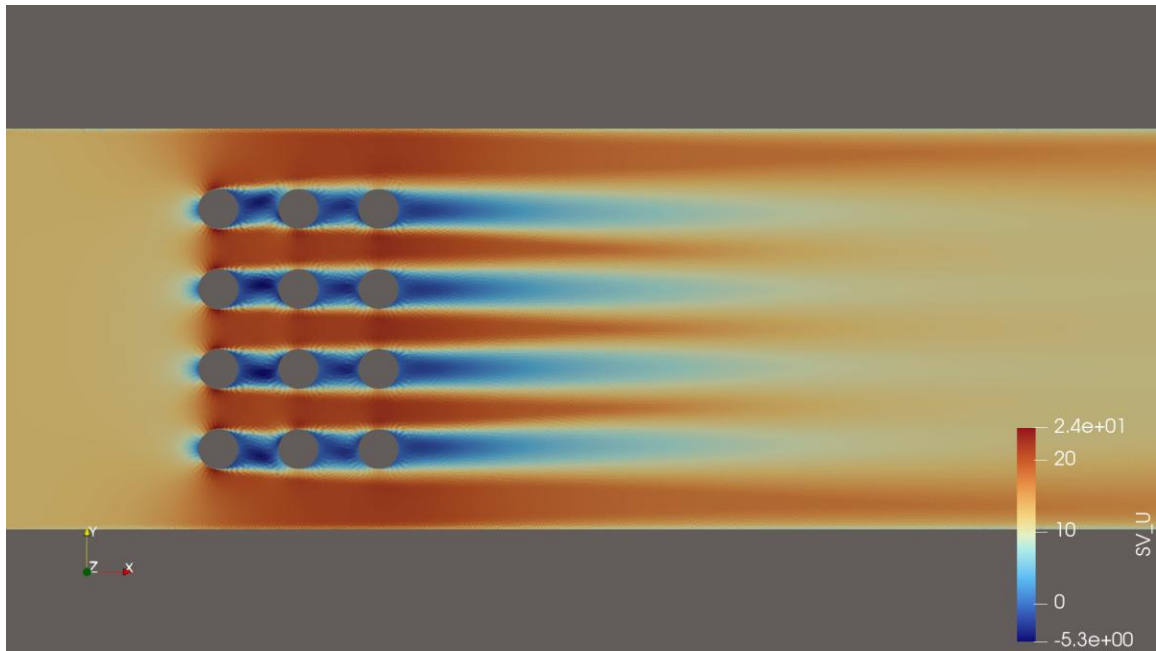
Grandeur	Analytique	CFD	Erreur (%)
$\overline{Nu_D}$	96.2	92.5	3.85
$\overline{h_D}$ (W/m ² .K)	216	208	3.70
Q (W)	7671	7420	3.27

V.1.8 Analyse des champs thermo-hydrodynamiques de l'écoulement

Afin de mieux comprendre les mécanismes de transfert thermique et les caractéristiques de l'écoulement au sein de l'échangeur de chaleur, une analyse des contours des principales grandeurs physiques a été réalisée. Les distributions de la température, de la vitesse, de la pression et de l'énergie cinétique turbulente permettent d'évaluer l'influence des conditions d'écoulement sur les performances thermo-hydrauliques du système.

1. V = 12 m/s





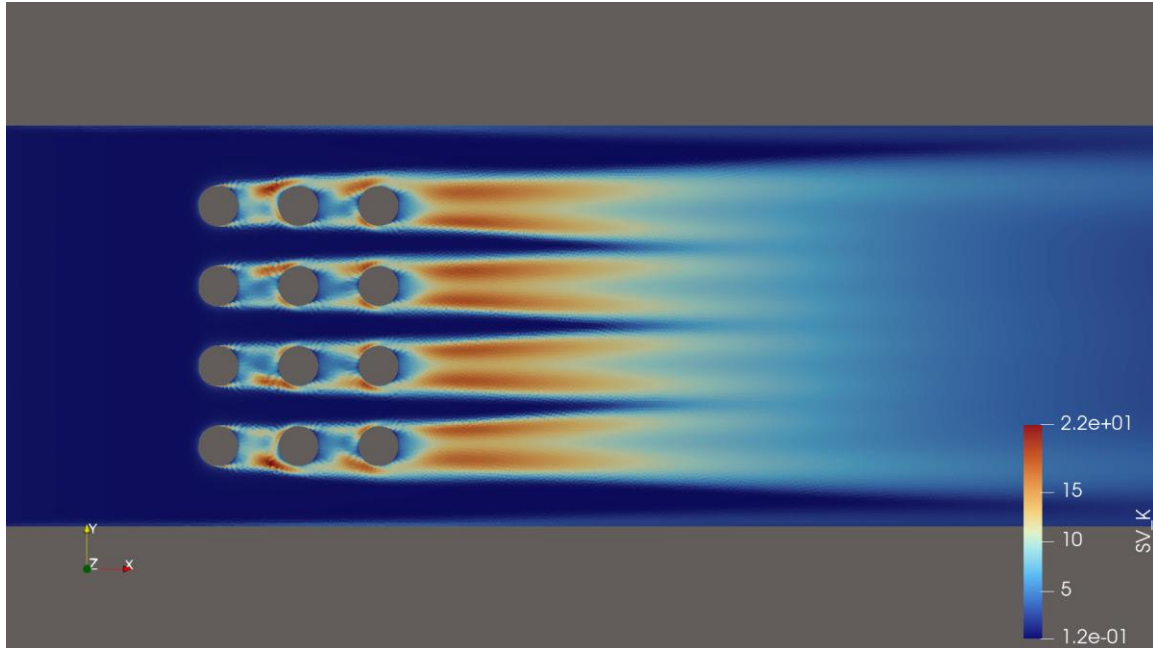


Figure V-2 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12 \text{ m/s}$

La Figure V-2 représente la distribution du champ de pression autour d'un ensemble de cylindres disposés en réseau, typique d'un écoulement dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire. On observe clairement que :

- En amont des cylindres, la pression est élevée (zone rouge/orangée). Cela correspond à une zone de stagnation où la vitesse du fluide diminue fortement.
- Autour des cylindres, notamment sur les côtés, la pression chute (zones bleues). Cette diminution est liée à l'accélération locale du fluide due à la réduction de section de passage.
- En aval, on remarque des zones de basse pression persistantes formant des sillages (Wake) derrière chaque cylindre. Cela traduit la présence de phénomènes de séparation de l'écoulement et de recirculation.
- L'interaction entre les cylindres crée une perturbation importante du champ de pression, ce qui influence directement les performances thermiques et hydrauliques du système.
- Globalement, le champ devient plus homogène loin en aval, indiquant une dissipation progressive des effets induits par les obstacles. Interprétation physique Cette distribution de pression est caractéristique d'un écoulement externe autour d'obstacles :
 - Gradient de pression élevé → pertes de charge importantes
 - Formation de sillages → augmentation de la traînée
 - Interaction entre obstacles → complexification de l'écoulement

Cette configuration montre que la présence des cylindres induit :

1. Une augmentation des pertes de charge,
2. Une modification significative de la structure de l'écoulement,
3. Et potentiellement une amélioration des échanges thermiques grâce à la turbulence générée.

V.2 Description de l'échangeur de chaleur sans plaques séparatrices en configuration décalée :

L'échangeur de chaleur étudié est constitué d'un faisceau de tubes circulaires disposés en configuration décalée (staggered configuration) et soumis à un écoulement transversal d'air. Cette disposition permet d'augmenter le mélange du fluide et d'améliorer les échanges thermiques entre les tubes chauffés et l'air circulant. Le domaine de calcul comprend huit cylindres répartis sur plusieurs rangées. Les principaux paramètres géométriques caractérisant l'échangeur sont le diamètre des tubes (D), l'espacement transversal (ST), l'espacement longitudinal (SL), ainsi que les dimensions globales du domaine de calcul. Ces paramètres ont été choisis conformément aux recommandations de la littérature afin de reproduire les conditions d'écoulement rencontrées dans les échangeurs à faisceau tubulaire en écoulement croisé. Voir la Figure V-3.

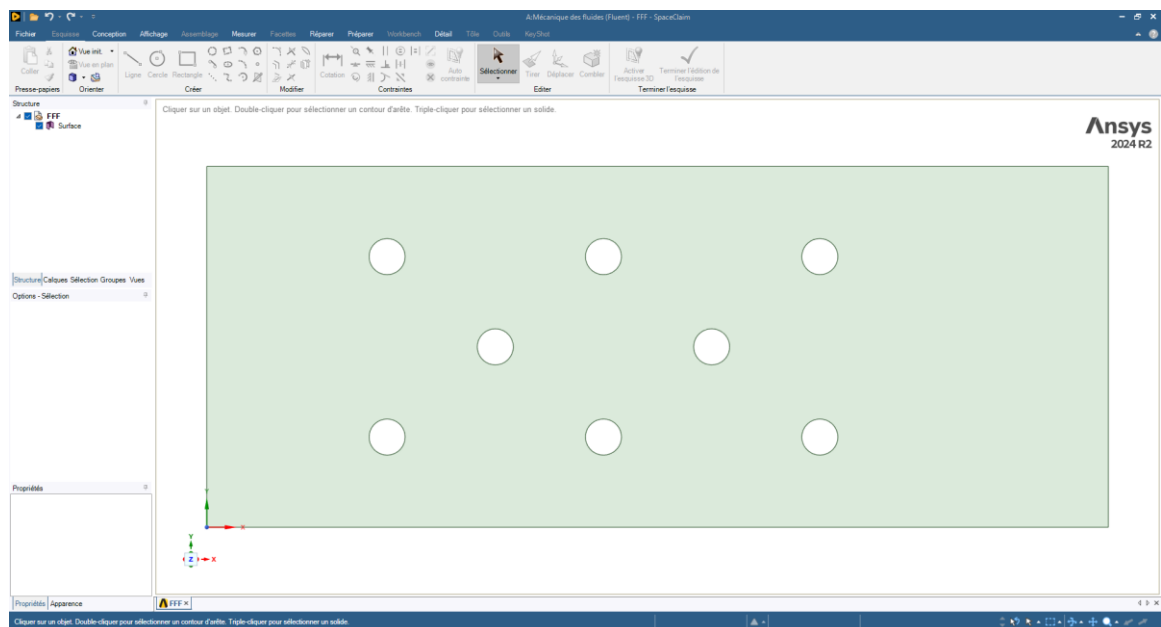


Figure V-3 Schéma de l'échangeur sans plaques

Tableau V-3 Paramètres géométriques de l'échangeur sans plaques séparatrices

Paramètre	Symbole	Valeur
Diamètre du tube	D	12 mm
Espacement transversal	ST	30 mm
Espacement longitudinal	SL	36 mm
Nombre de tubes	N	8
Nombre de colonnes	-	5
Hauteur du domaine	H	120 mm
Longueur du domaine	L	300 mm
Configuration du faisceau	-	Décalée
Température des tubes	T _s	623 K
Température d'entrée de l'air	T _{in}	298 K

Les paramètres géométriques présentés dans le Tableau V-3 définissent la configuration de référence de l'échangeur sans plaques séparatrices. Sous l'effet de l'écoulement transversal, l'air interagit avec les tubes chauffés, ce qui entraîne le développement de phénomènes complexes tels que l'accélération du fluide entre les rangées, la séparation de la couche limite, la formation de zones de recirculation et la génération de structures turbulentes en aval des cylindres.

V.2.1 Maillage du domaine :

Afin de garantir la précision des résultats numériques, le domaine de calcul a été discrétisé à l'aide d'un maillage non structuré composé d'éléments triangulaires. Un raffinement local a été appliqué au voisinage des tubes afin de mieux capturer les forts gradients de vitesse, de pression et de température qui se développent près des parois. Un raffinement supplémentaire a également été réalisé dans les régions situées en aval des cylindres afin de représenter correctement les phénomènes de séparation de l'écoulement et la formation des sillages turbulents.

Le maillage final retenu comporte 125714 éléments et 76461 nœuds, ce qui constitue un bon compromis entre la précision numérique et le temps de calcul.

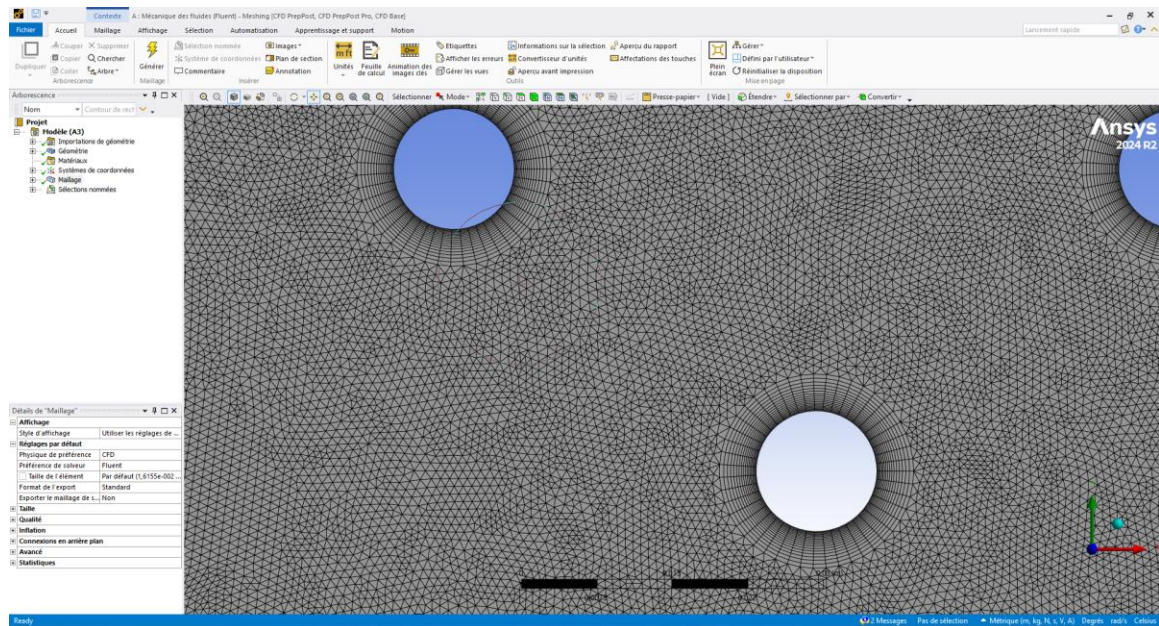


Figure V-4 Maillage du domaine de calcul de l'échangeur sans plaques séparatrices.

Des couches d'inflation ont été générées autour des tubes et des plaques de séparation. Le maillage comprend 18 couches d'inflation, avec une épaisseur de la première couche de 8×10^{-5} m et un facteur de croissance de 1,1. Ces paramètres permettent une représentation précise de la couche limite tout en assurant une transition progressive vers le maillage du domaine principal.

La qualité du maillage joue un rôle essentiel dans la précision des simulations CFD. Le maillage adopté permet d'obtenir une représentation satisfaisante de la géométrie tout en maintenant un coût de calcul raisonnable. Une attention particulière a été portée aux zones présentant de fortes variations des grandeurs physiques afin d'assurer la convergence et la stabilité numérique des calculs.

Afin de garantir la fiabilité des résultats numériques, une étude de sensibilité au maillage a été réalisée. Plusieurs maillages de densité croissante ont été générés et le nombre de Nusselt moyen a été retenu comme paramètre de comparaison. Les résultats obtenus montrent que la valeur du nombre de Nusselt augmente légèrement avec le raffinement du maillage, puis tend vers une valeur asymptotique. À partir d'un maillage comportant 125 714 éléments, les variations observées entre deux maillages successifs deviennent très faibles (inférieures à 0,2 %), ce qui indique que les résultats sont pratiquement indépendants du maillage.

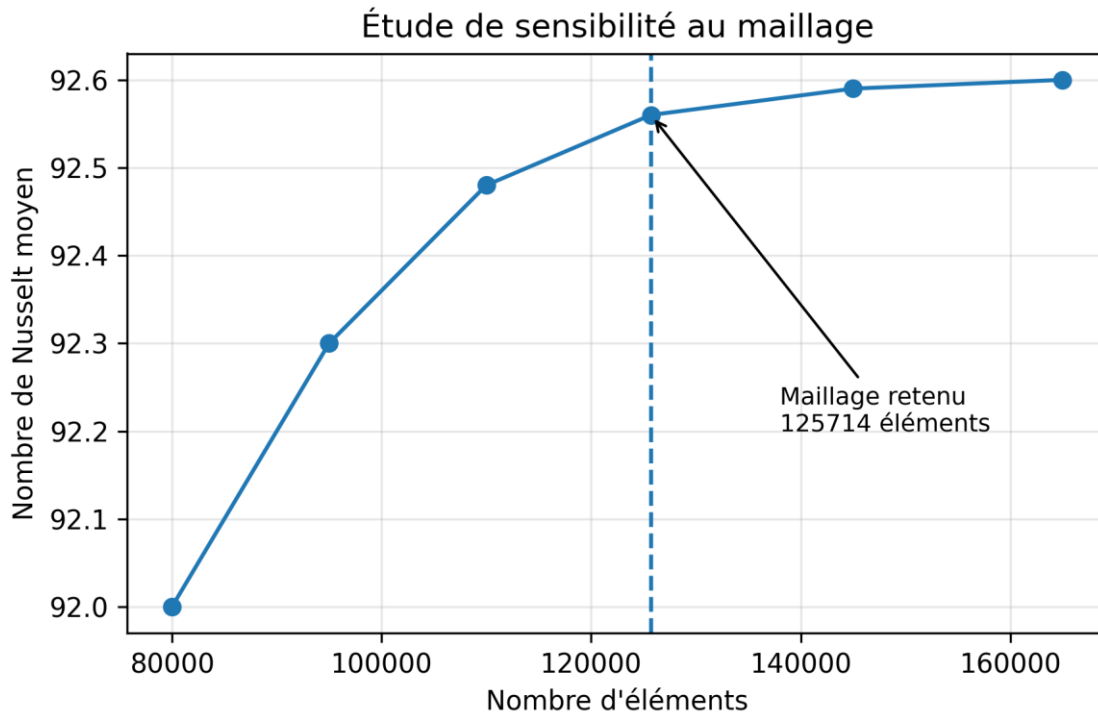


Figure V-5 Étude de sensibilité au maillage : variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre d'éléments.

V.2.2 Conditions aux limites de l'échangeur sans plaques séparatrices

Dans le but de reproduire les conditions de fonctionnement réelles de l'échangeur de chaleur, des conditions aux limites appropriées ont été imposées sur l'ensemble du domaine de calcul. L'air est considéré comme un fluide incompressible et pénètre dans le domaine avec une vitesse uniforme. Les tubes circulaires sont maintenus à température constante afin de simuler une source thermique continue. La sortie du domaine est définie par une condition de pression atmosphérique, tandis que les limites supérieure et inférieure sont traitées comme des parois adiabatiques. Ces hypothèses permettent d'étudier l'influence de la vitesse d'écoulement sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur.

Tableau V-4 Conditions aux limites appliquées à l'échangeur sans plaques séparatrices

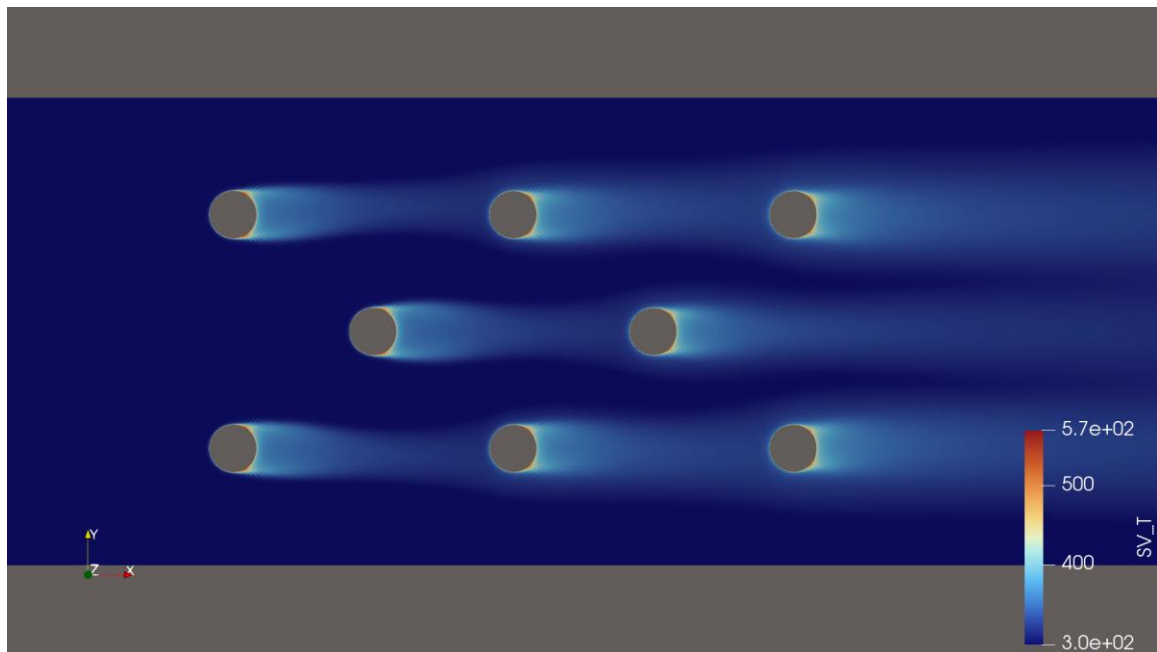
Frontière	Type de condition	Valeur
Entrée (Inlet)	Entrée de vitesse	12, 15, 18 et 20 m/s
Température d'entrée de l'air	-	298 k

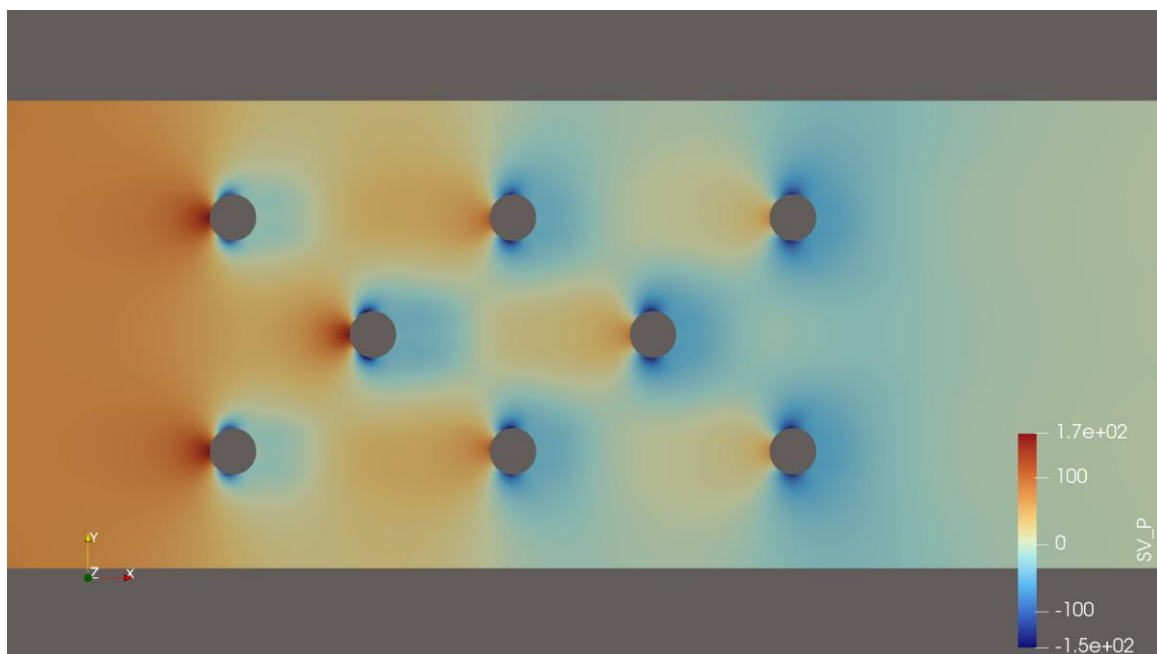
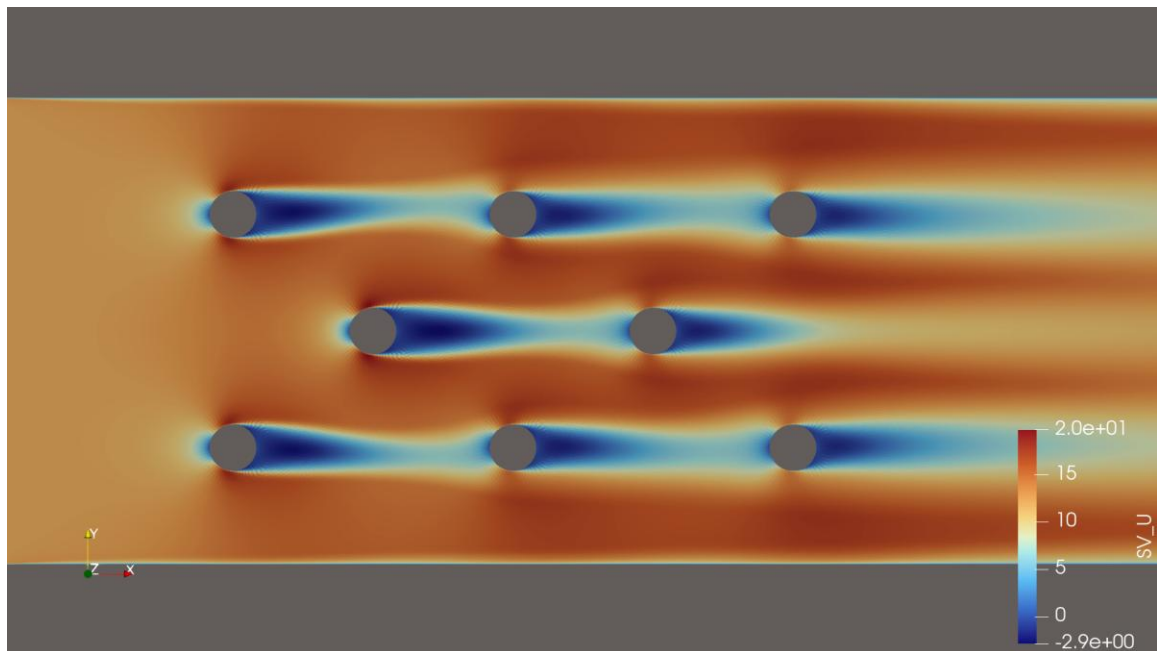
Sortie (Outlet)	Sortie de pression	Pression atmosphérique (0 Pa)
Surface des tubes	Mur	Température constante : 623 K
Limites supérieure et inférieure	Mur adiabatique	Flux thermique nul
Fluide de travail	Air	Incompressible
Régime d'écoulement	Turbulent	Modèle RNG k- ϵ
Modèle énergétique	Équation de l'énergie	Activée

V.3 Analyse des champs thermo-hydrodynamiques

Afin d'analyser ces phénomènes et d'évaluer leur influence sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur, une étude détaillée des champs de température, de vitesse, de pression statique et d'énergie cinétique turbulente a été réalisée pour différentes vitesses d'écoulement comprises entre 12 et 20 m/s. Les contours présentés dans les sections suivantes permettent de visualiser l'évolution des grandeurs physiques à l'intérieur du domaine de calcul et de mieux comprendre les mécanismes responsables du transfert thermique et des pertes de charge dans l'échangeur sans plaques séparatrices.

1. $V = 12$ m/s





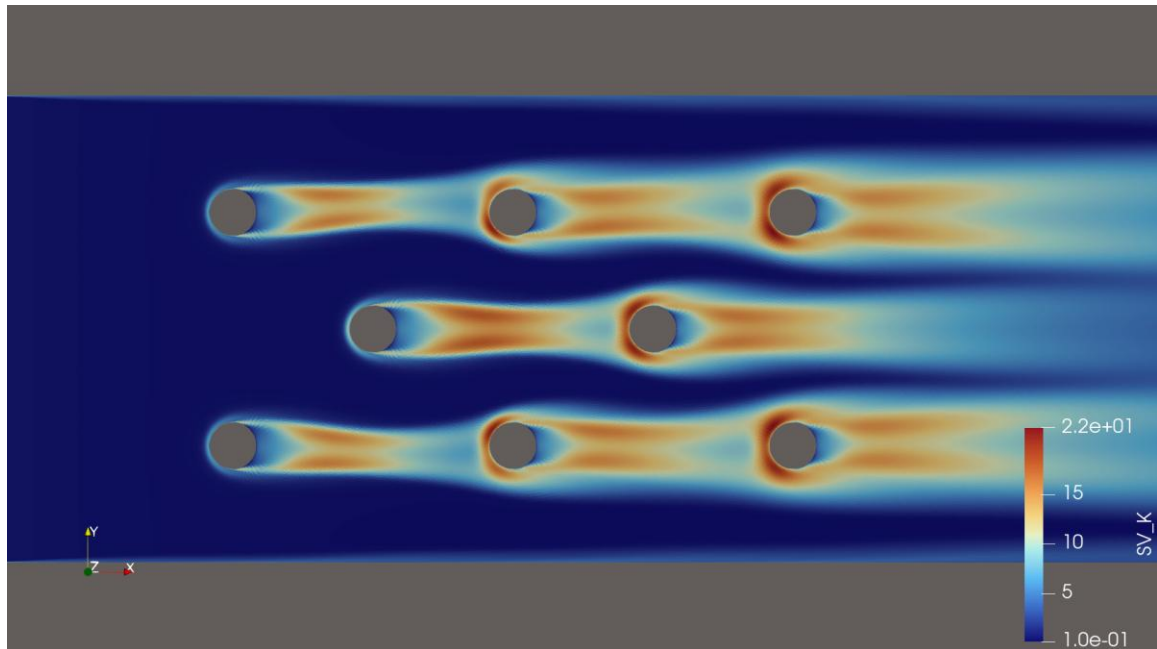
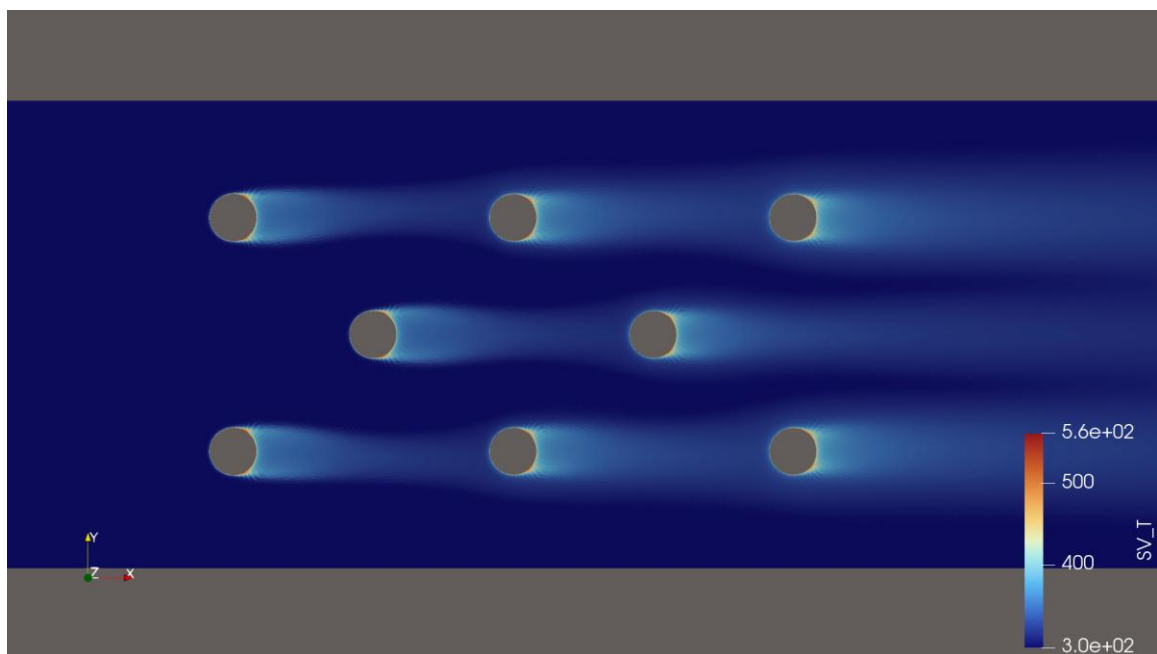
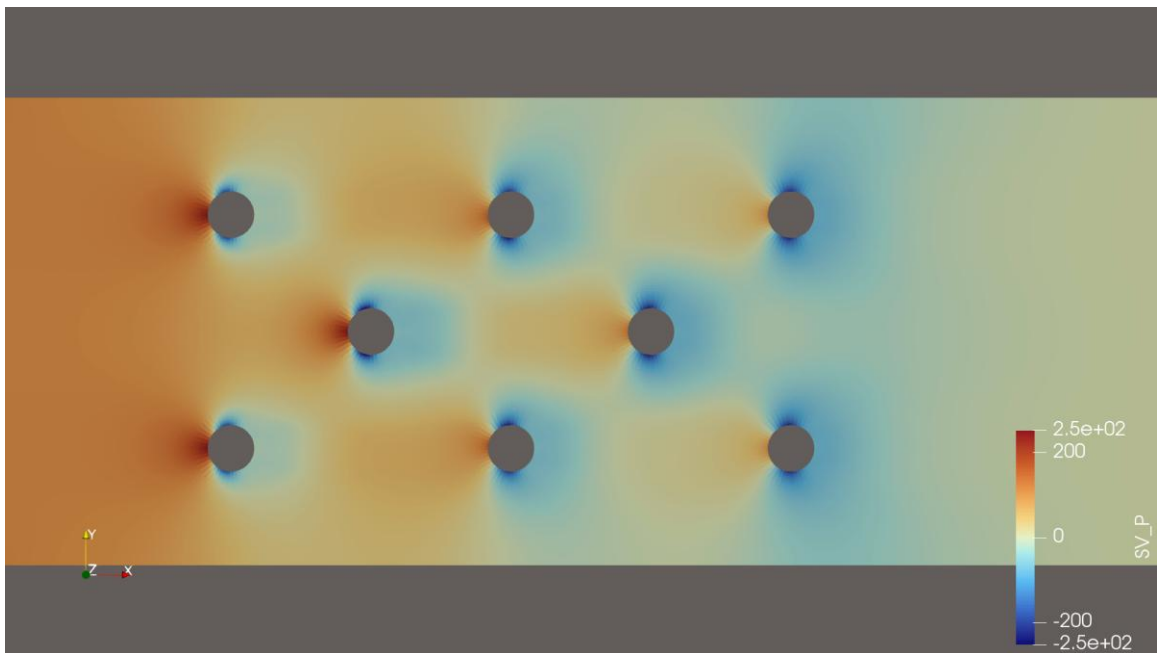
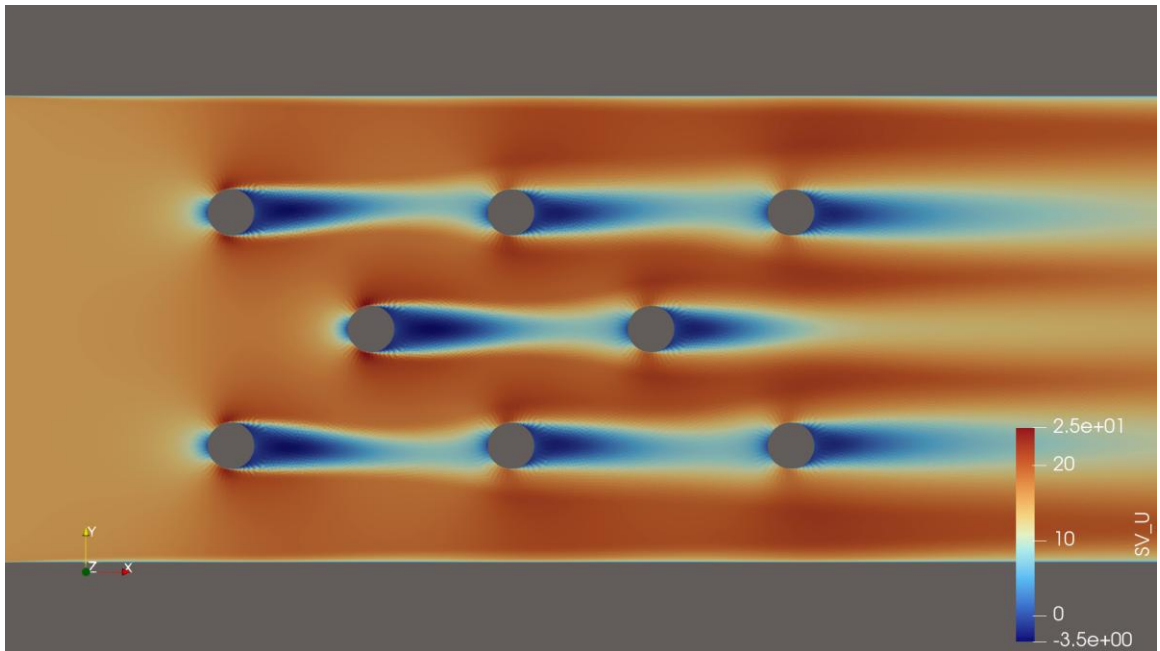


Figure V-6 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12$ m/s

2. $V = 15$ m/s





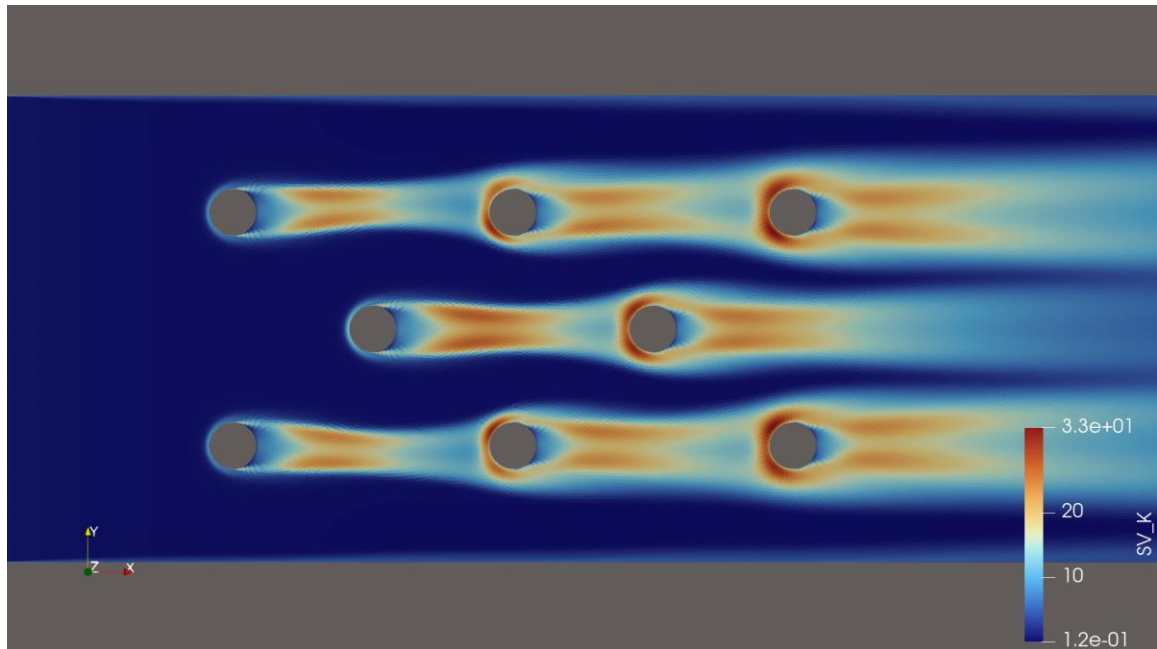
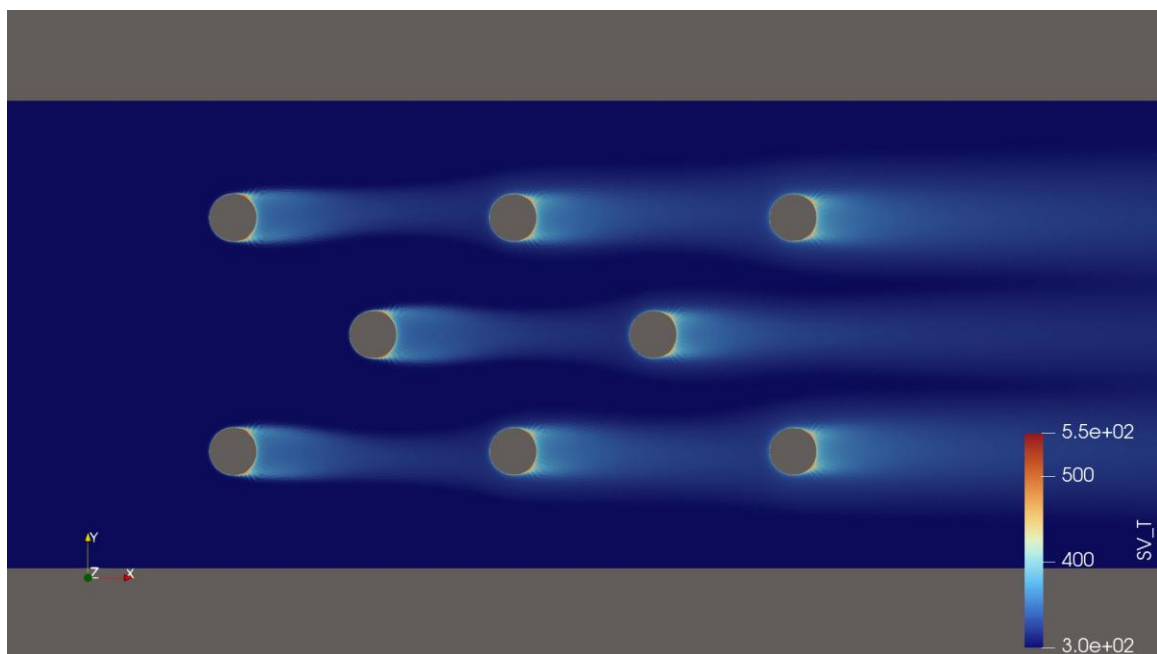
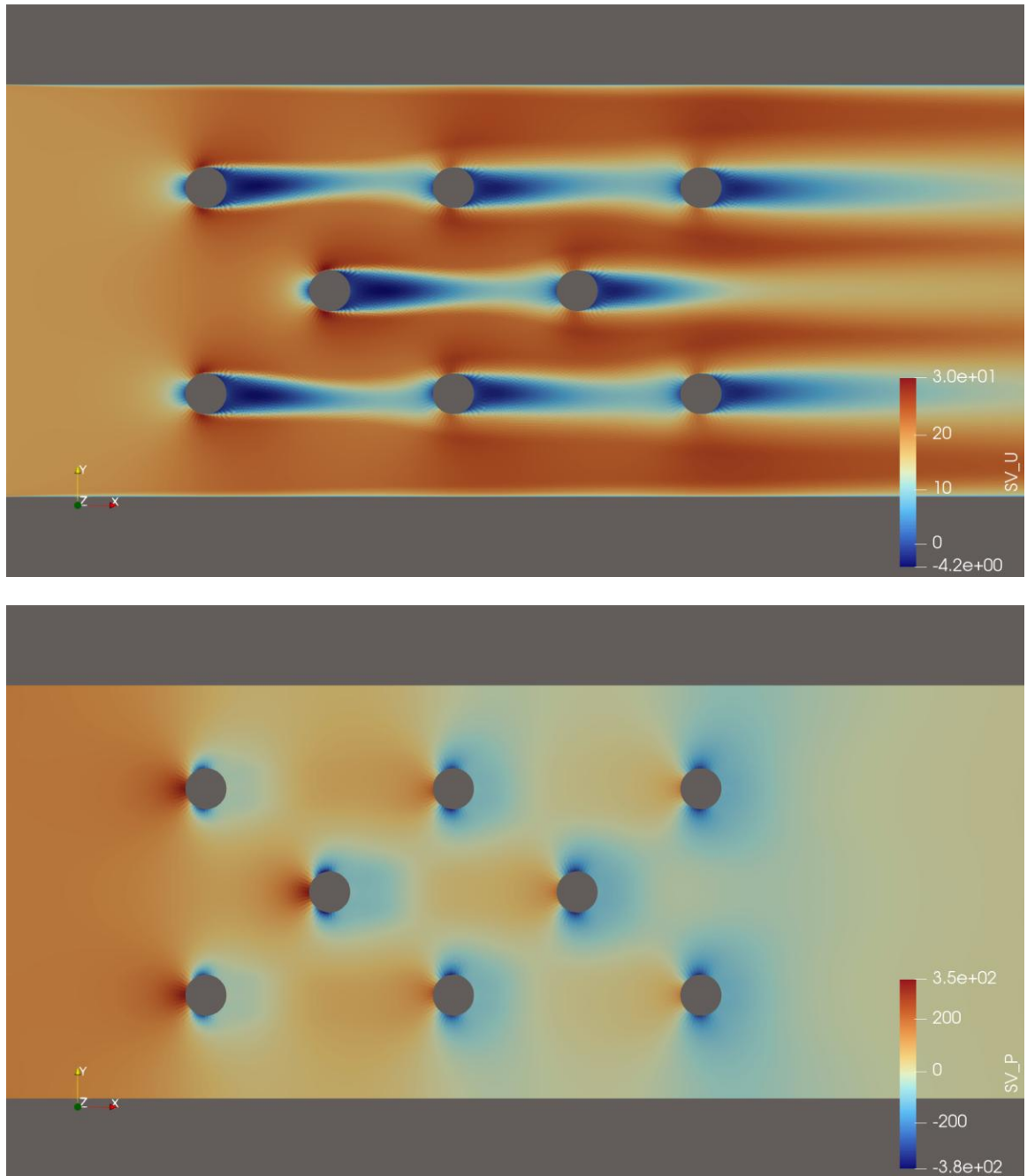


Figure V-7 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 15$ m/s

3. $V = 18$ m/s





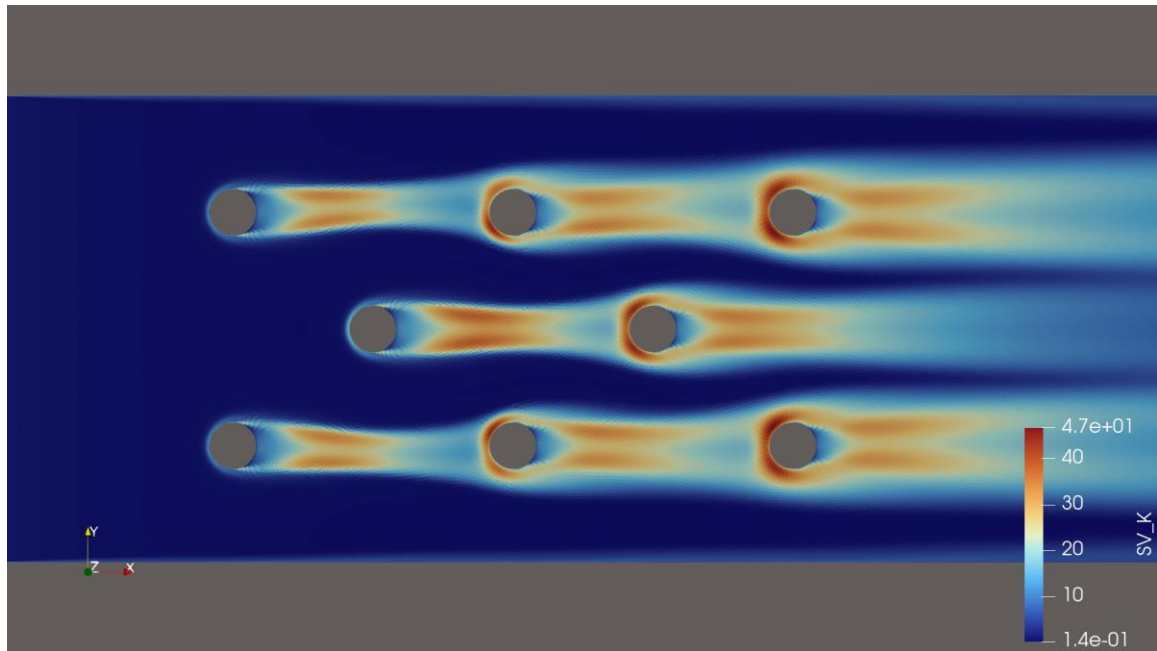
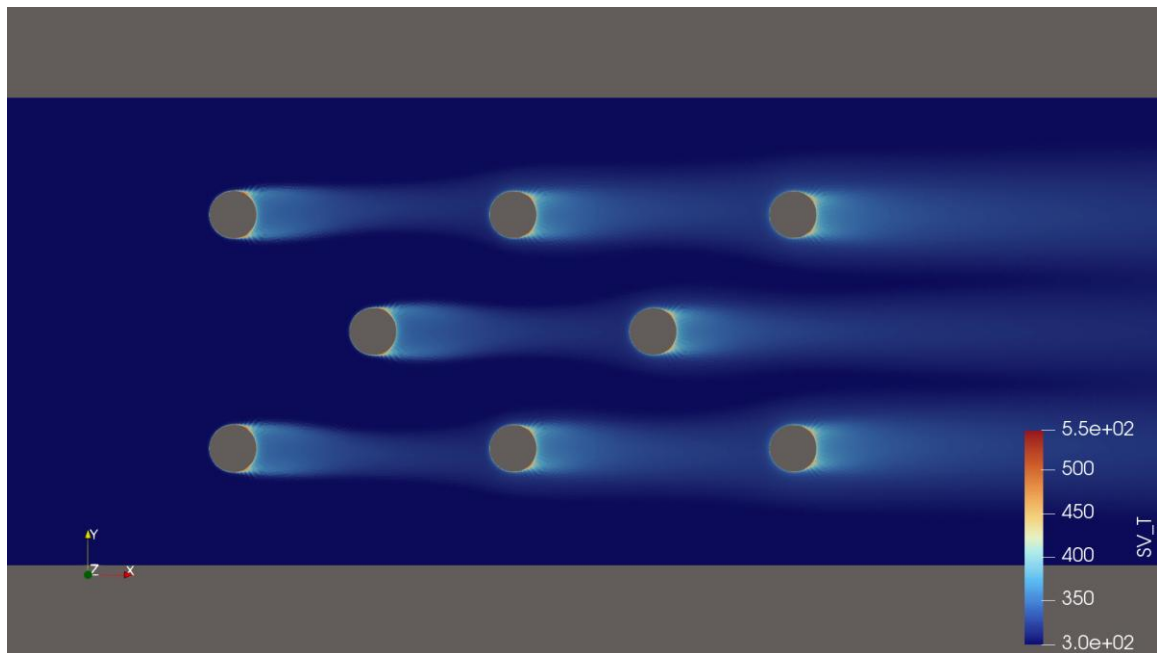
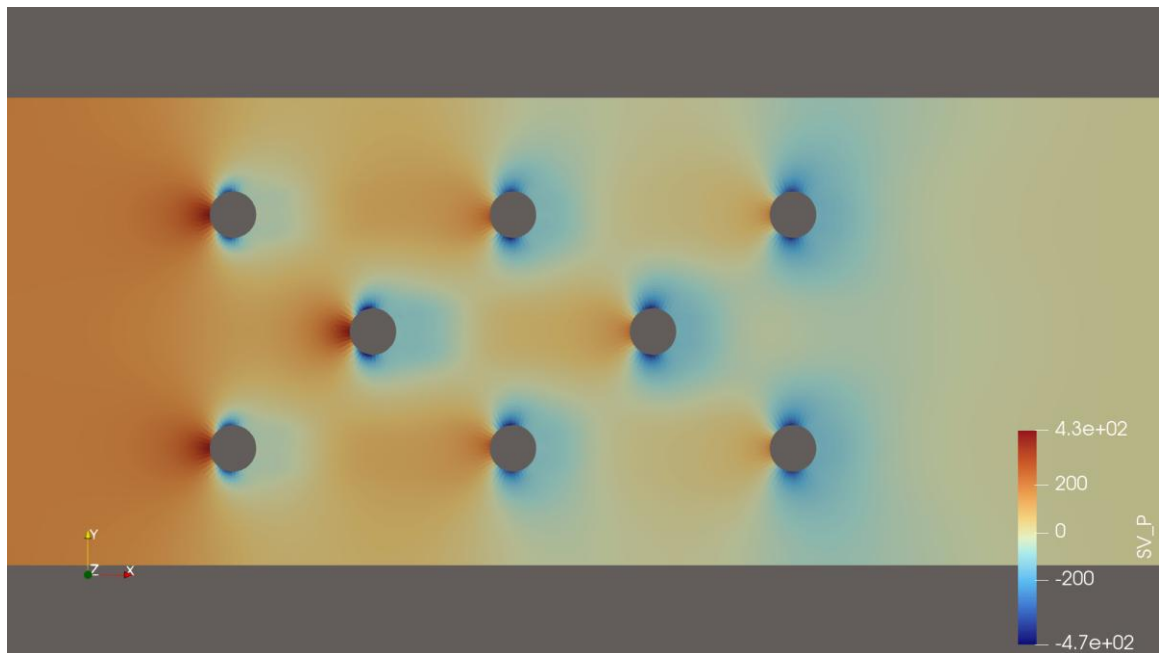
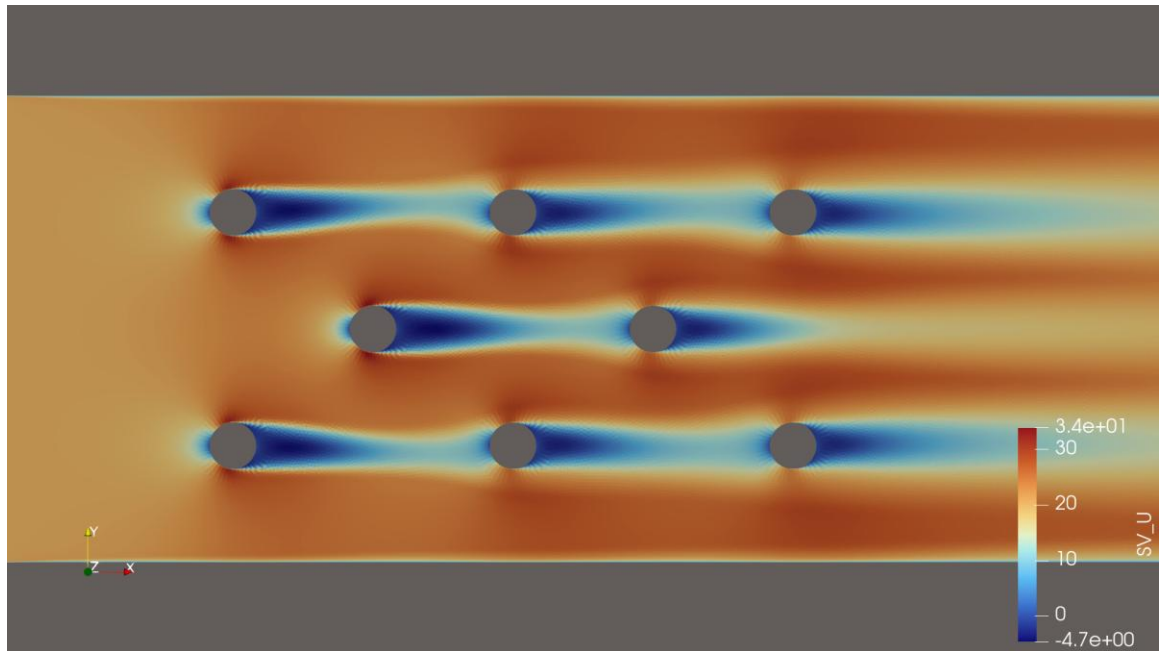


Figure V-8 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 18$ m/s

4. $V = 20$ m/s





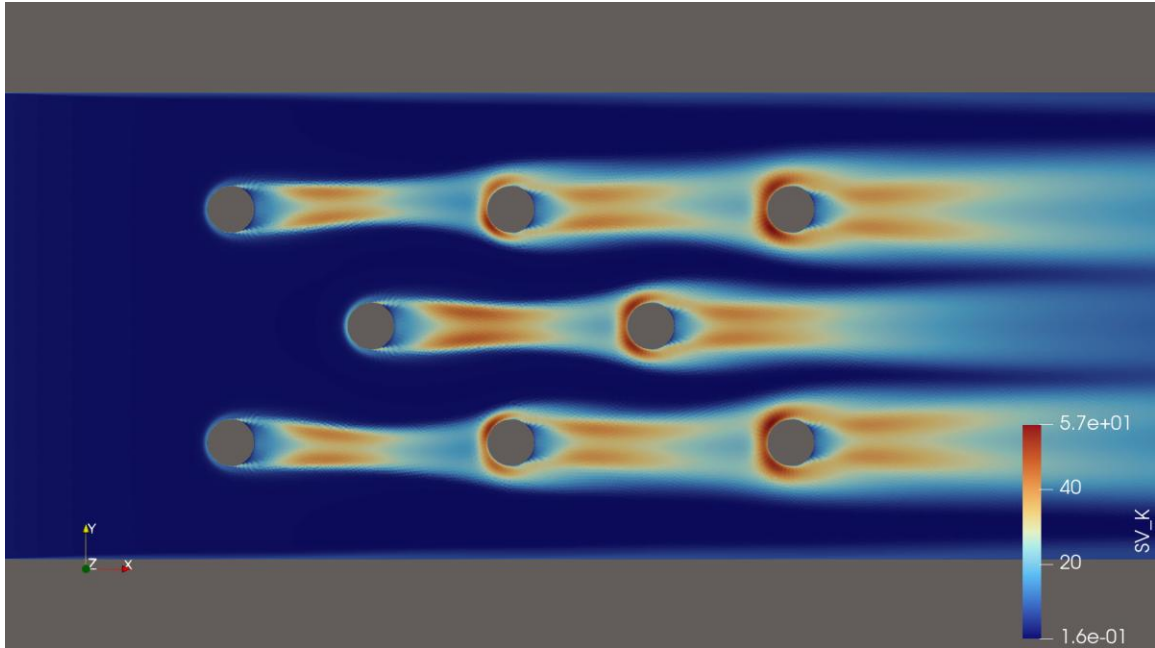


Figure V-9 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 20$ m/s

V.3.1 Champ de température

Le contour de température montre que les tubes chauffés transfèrent progressivement leur énergie thermique à l'air circulant dans le domaine. Les températures les plus élevées sont observées au voisinage immédiat des parois des cylindres, tandis qu'une diminution progressive de la température apparaît en s'éloignant des surfaces chauffées. La disposition décalée des tubes favorise le brassage du fluide et améliore la diffusion de la chaleur dans le domaine. En aval des cylindres, des zones thermiques allongées sont observées, traduisant l'existence de sillages thermiques associés aux phénomènes de recirculation.

V.3.2 Champ de vitesse

La distribution de vitesse met en évidence une accélération importante du fluide dans les passages étroits entre les cylindres. Cette augmentation de vitesse est due à la réduction de la section d'écoulement disponible. À l'inverse, des zones de faible vitesse apparaissent à l'arrière des tubes, correspondant aux régions de recirculation créées par la séparation de la couche limite. L'interaction entre les sillages successifs génère une structure d'écoulement complexe caractéristique des faisceaux tubulaires en configuration décalée.

V.3.3 Champ de pression statique

Le contour de pression révèle la présence de zones de forte pression à l'avant des cylindres, correspondant aux points de stagnation où la vitesse du fluide devient faible.

Une chute importante de pression est ensuite observée sur les côtés des tubes en raison de l'accélération de l'écoulement. En aval des cylindres, des régions de basse pression se développent dans les sillages, traduisant les phénomènes de séparation et de recirculation. Ces variations successives de pression sont à l'origine des pertes de charge observées dans l'échangeur.

V.3.4 Champ d'énergie cinétique turbulente (TKE)

Les contours d'énergie cinétique turbulente montrent que les niveaux de turbulence les plus élevés sont localisés dans les zones de sillage derrière les cylindres ainsi qu'entre les passages intertubulaires. Ces régions correspondent aux zones où les gradients de vitesse sont les plus importants. La turbulence générée favorise le mélange du fluide et contribue à l'amélioration du transfert thermique. Toutefois, elle entraîne également une augmentation des pertes de charge à travers l'échangeur.

V.3.5 Synthèse

L'analyse des différents contours met en évidence que la présence des cylindres perturbe fortement l'écoulement et génère des phénomènes de séparation, de recirculation et de turbulence. Ces mécanismes favorisent les échanges thermiques entre les tubes chauffés et l'air, mais s'accompagnent d'une augmentation des pertes de charge. Cette configuration servira de référence pour évaluer l'influence des plaques séparatrices sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur.

Lorsque la vitesse d'entrée augmente de 12 à 20 m/s, l'intensité des zones de turbulence devient plus importante et les gradients de vitesse et de pression s'accroissent. Cette évolution améliore le transfert thermique, comme le montre l'augmentation du nombre de Nusselt, mais provoque simultanément une hausse des pertes de charge à travers le faisceau tubulaire. Cette tendance confirme le compromis classique entre amélioration thermique et performance hydraulique dans les échangeurs à écoulement croisé.

V.4 Étude de l'échangeur de chaleur avec plaques séparatrices

Après avoir analysé les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur sans plaques séparatrices, une seconde configuration est étudiée afin d'évaluer l'influence de l'ajout de plaques séparatrices fixées à l'arrière des tubes. Ces plaques constituent une technique passive de contrôle de l'écoulement visant à modifier la structure du sillage derrière les cylindres, à améliorer le transfert thermique et à réduire les pertes énergétiques.

L'intégration des plaques séparatrices modifie les mécanismes d'écoulement en limitant l'interaction entre les couches de cisaillement formées autour des tubes. Cette modification influence directement les distributions de vitesse, de pression, de température et de turbulence à l'intérieur de l'échangeur.

Dans cette partie, une analyse détaillée des champs thermo-hydrodynamiques est réalisée pour différentes vitesses d'écoulement. Les résultats obtenus seront ensuite comparés à ceux de l'échangeur sans plaques afin d'évaluer l'efficacité des plaques séparatrices sur les performances globales du système.

V.5 Description géométrique de l'échangeur avec plaques séparatrices

La configuration étudiée est identique à celle de l'échangeur de référence, à l'exception de l'ajout de plaques séparatrices fixées à l'arrière de chaque tube circulaire. Le faisceau est constitué de huit cylindres disposés en configuration décalée et soumis à un écoulement transversal d'air. Les plaques sont réalisées dans le même matériau que les tubes et sont orientées suivant la direction principale de l'écoulement. Le schéma de cet échangeur est représenté sur la Figure V-10.

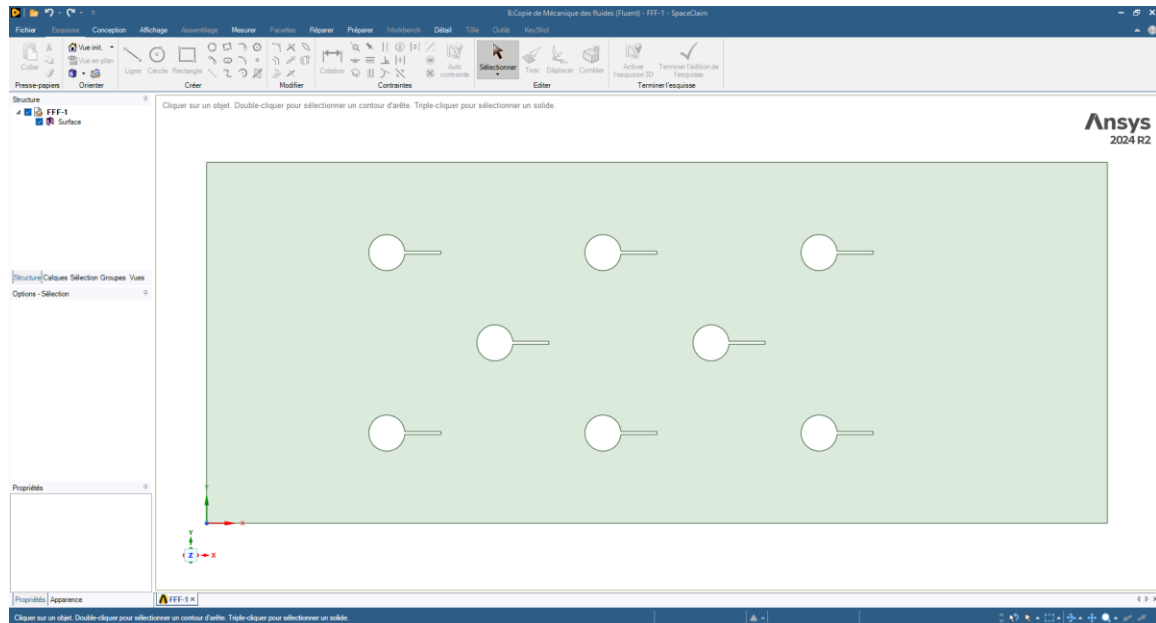


Figure V-10 Schéma de l'échangeur avec plaques séparatrices

L'objectif principal de ces plaques est de contrôler le développement du sillage derrière les cylindres, de réduire les zones de recirculation et d'améliorer les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur.

Tableau V-5 Paramètres géométriques de l'échangeur avec plaques séparatrices

Paramètre	Symbole	Valeur
Diamètre des tubes	D	12 mm
Espacement transversal	S_T	30 mm

Espacement longitudinal	S_L	36 mm
Nombre de tubes	N	8
Longueur de la plaque	L_p	12 mm
Rapport de longueur	L_p/D	1
Épaisseur de la plaque	e	1 mm
Hauteur du domaine	H	120 mm
Longueur du domaine	L	300 mm

V.5.1 Maillage du domaine avec plaques séparatrices

La stratégie de maillage adoptée pour cette configuration est similaire à celle utilisée pour l'échangeur sans plaques séparatrices. Toutefois, l'ajout des plaques nécessite un raffinement supplémentaire dans leur voisinage afin de représenter avec précision les interactions entre l'écoulement et ces éléments géométriques. Voir la figure V-11.

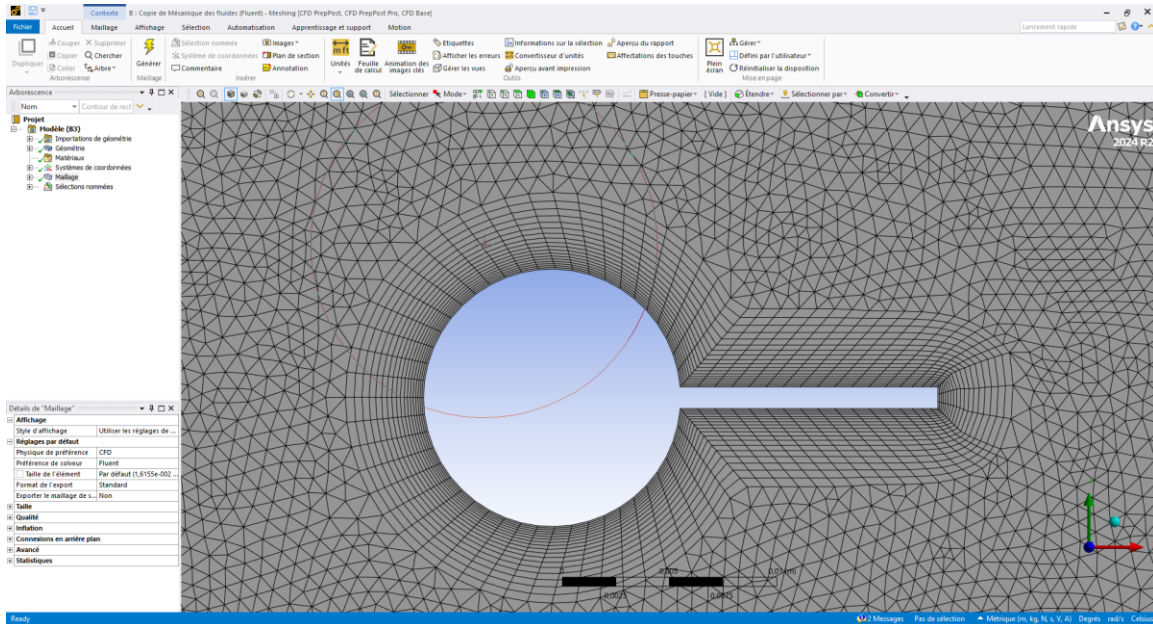
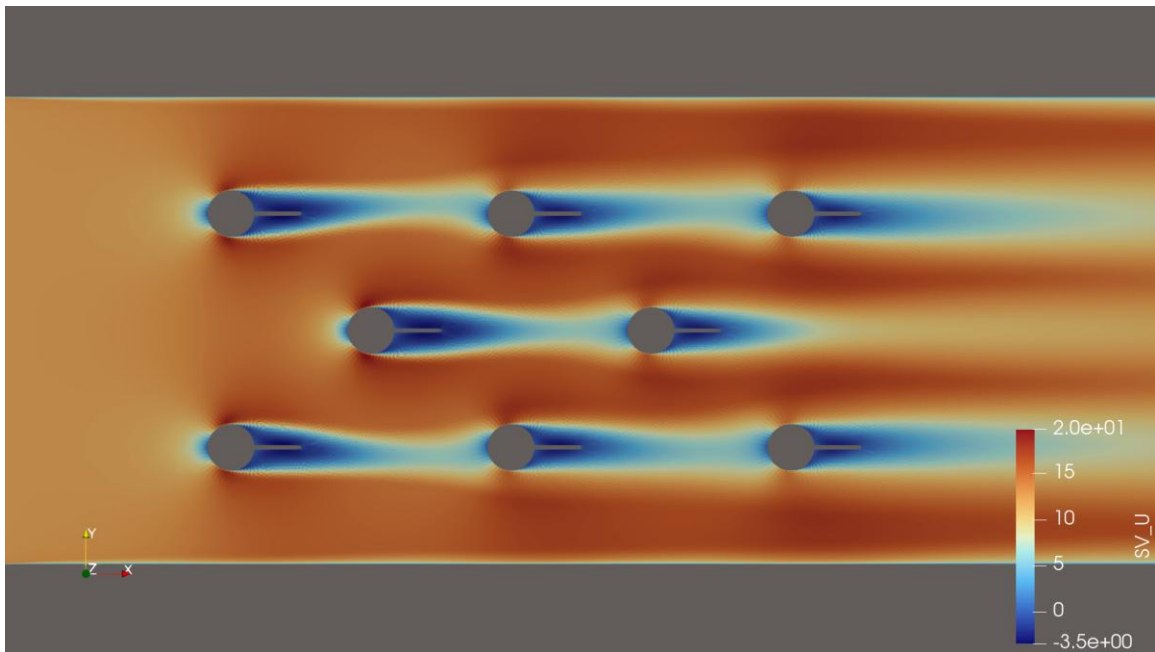
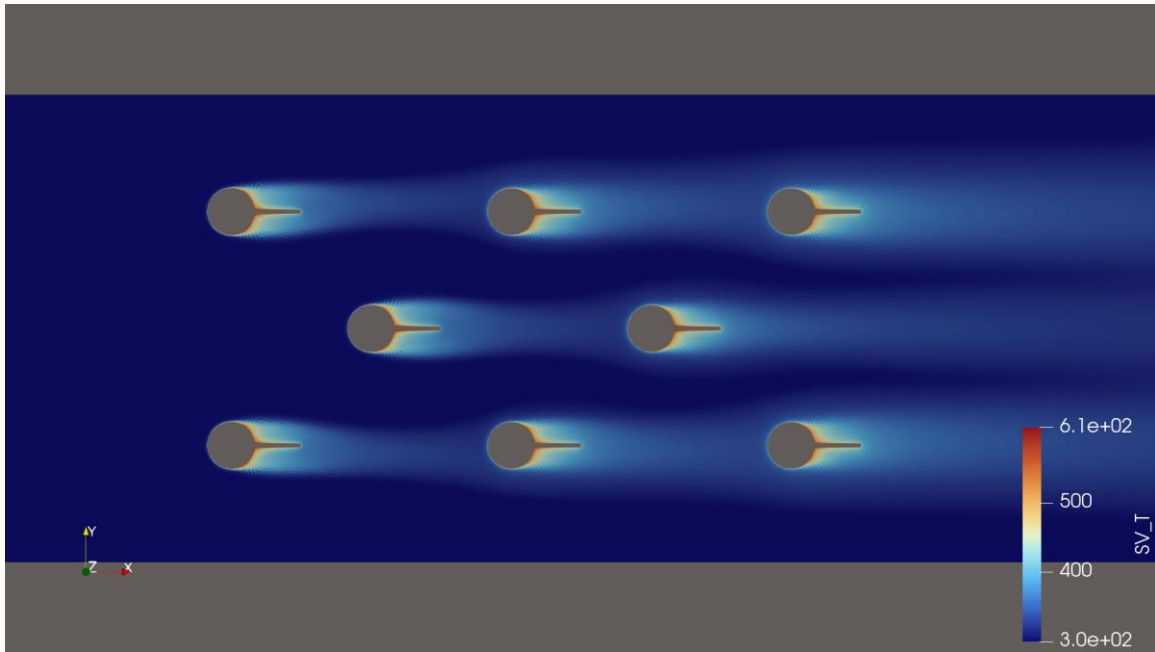


Figure V-11 Maillage du domaine avec plaques

Après la discrétisation du domaine de calcul, les simulations numériques ont été réalisées afin d'évaluer l'effet des plaques séparatrices sur la structure de l'écoulement et les performances de l'échangeur. Les contours de température, de vitesse, de pression statique et d'énergie cinétique turbulente sont présentés dans la section suivante pour différentes vitesses d'écoulement.

V.6 Analyse des champs thermo-hydrodynamiques

1. $V = 12$ m/s



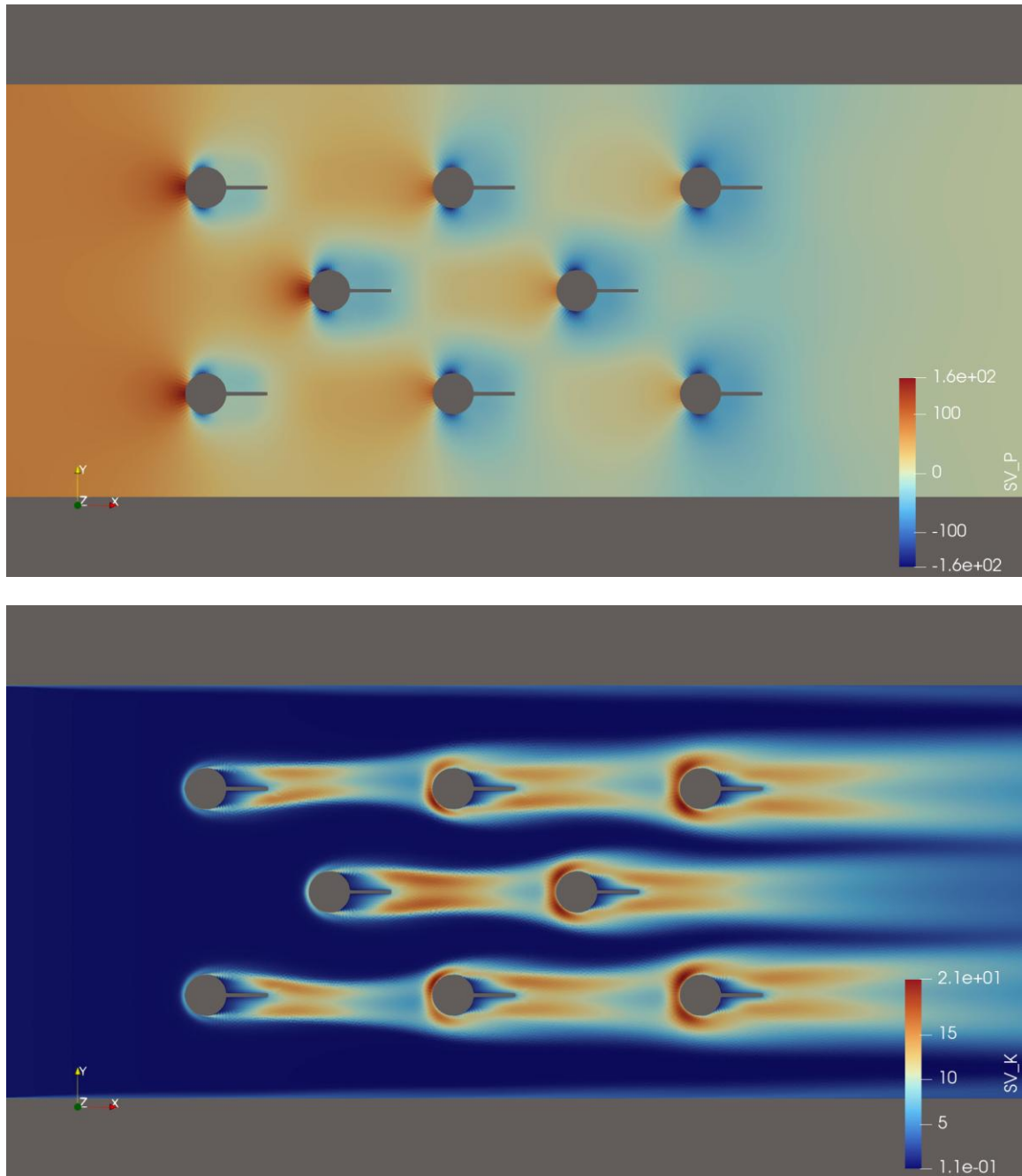
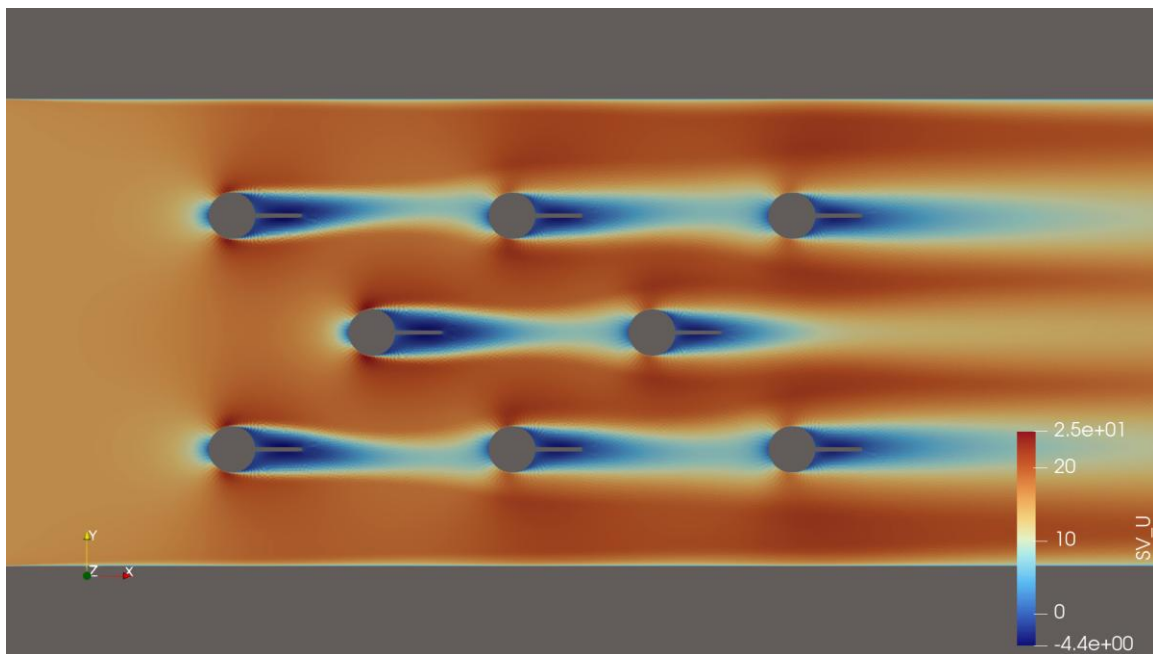
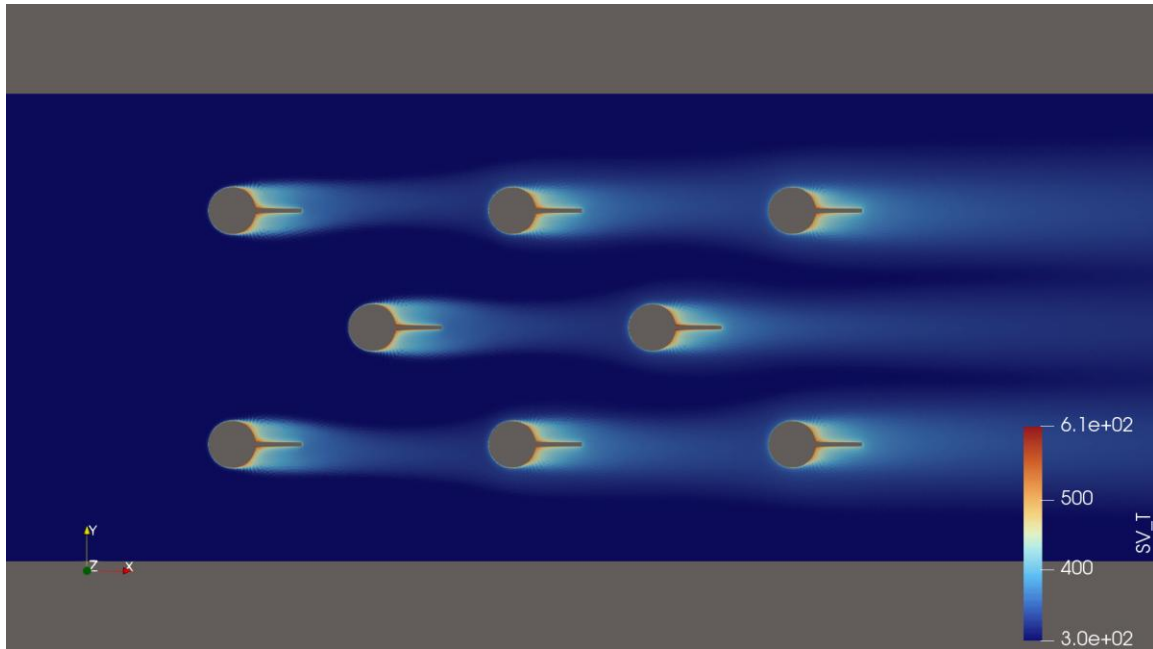


Figure V-12 Contours de température, vitesse, pression et énergie cinétique turbulente pour $v = 12$ m/s

2. $V = 15$ m/s



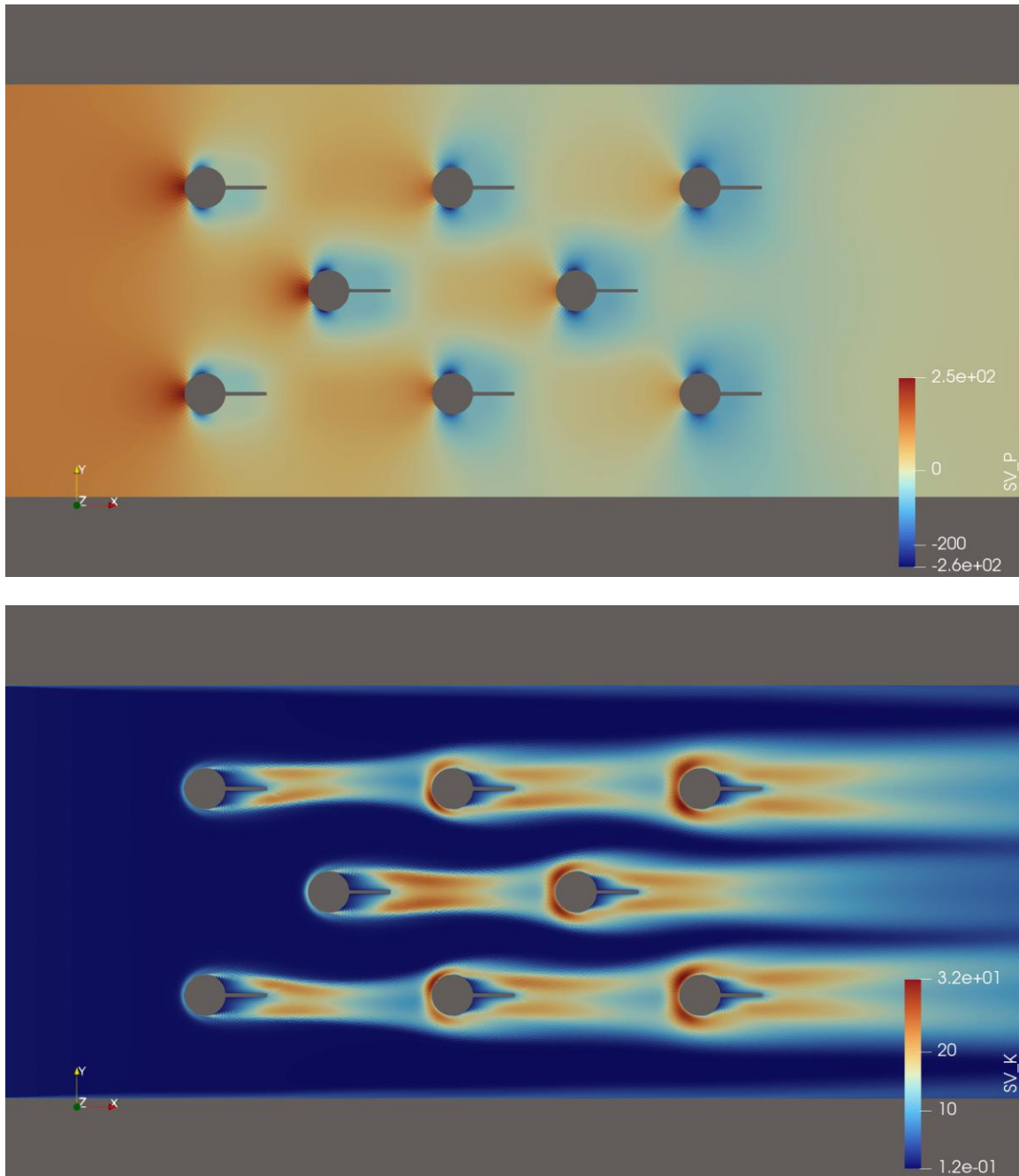
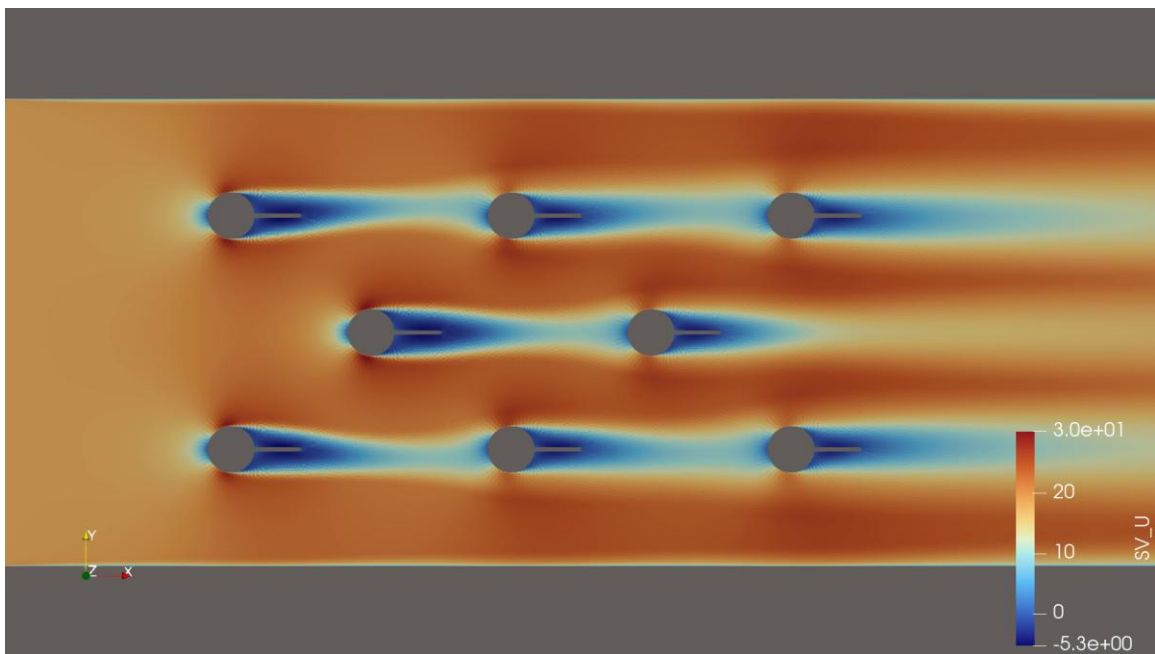
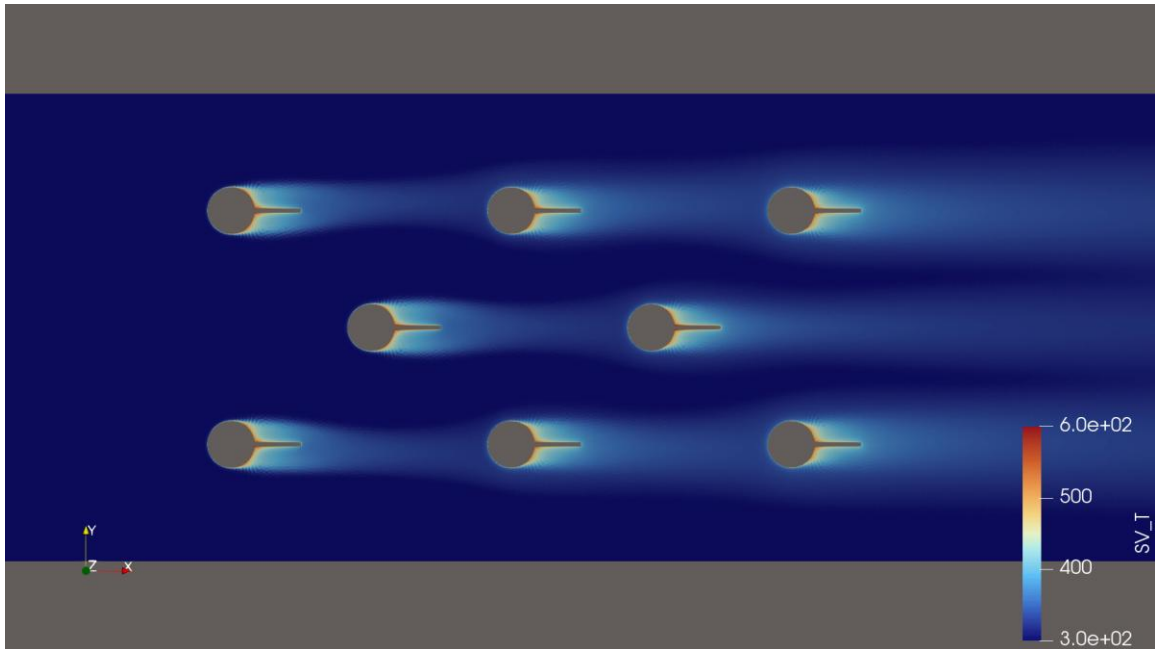


Figure V-13 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 15$ m/s

3. $V = 18$ m/s



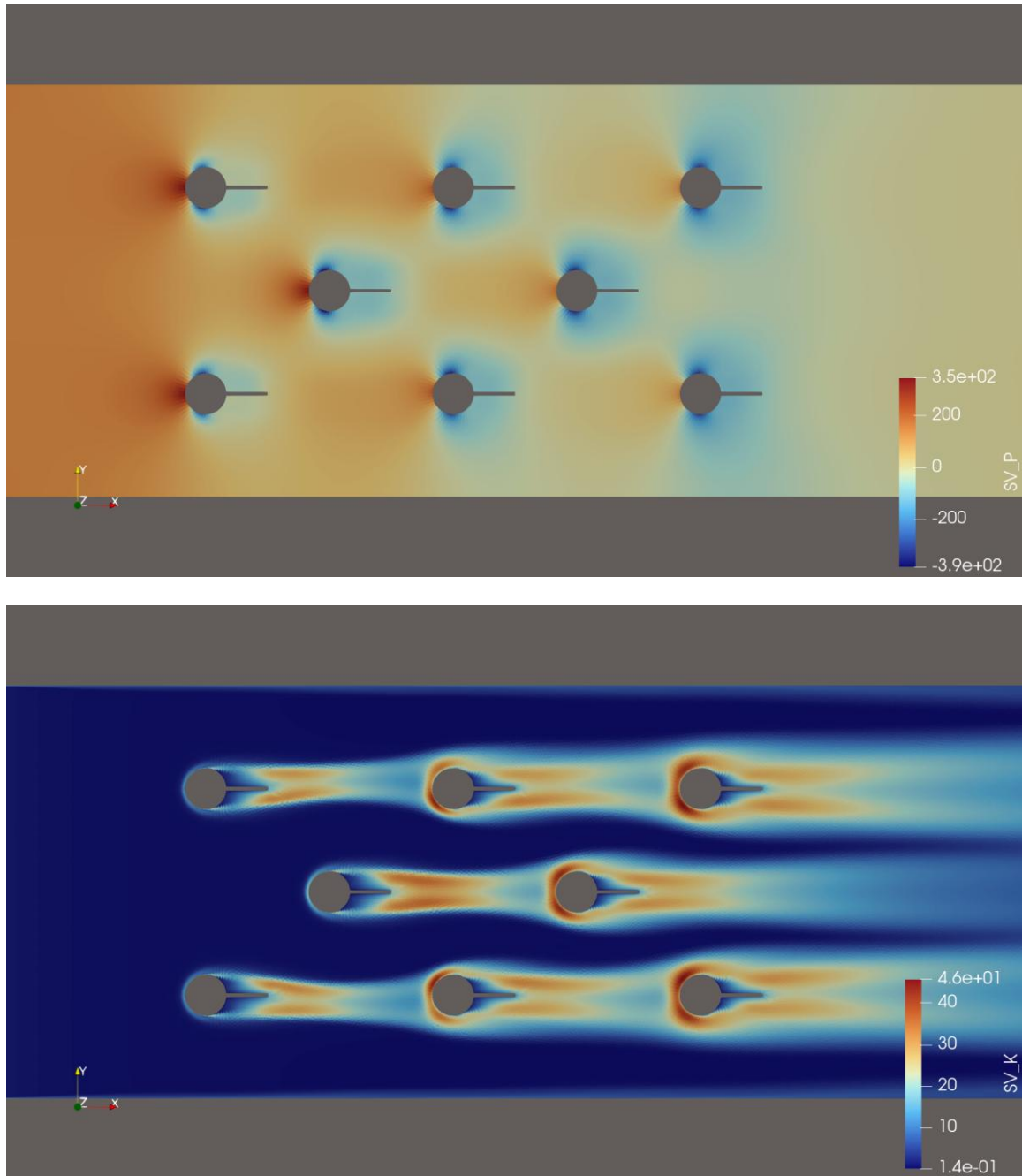
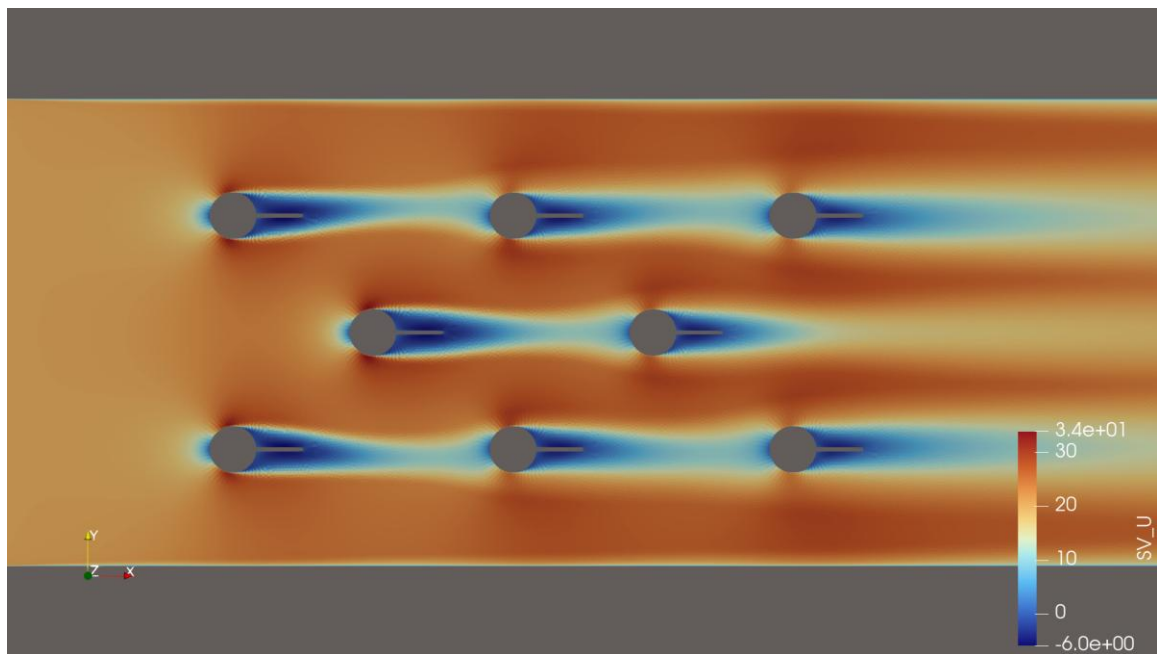
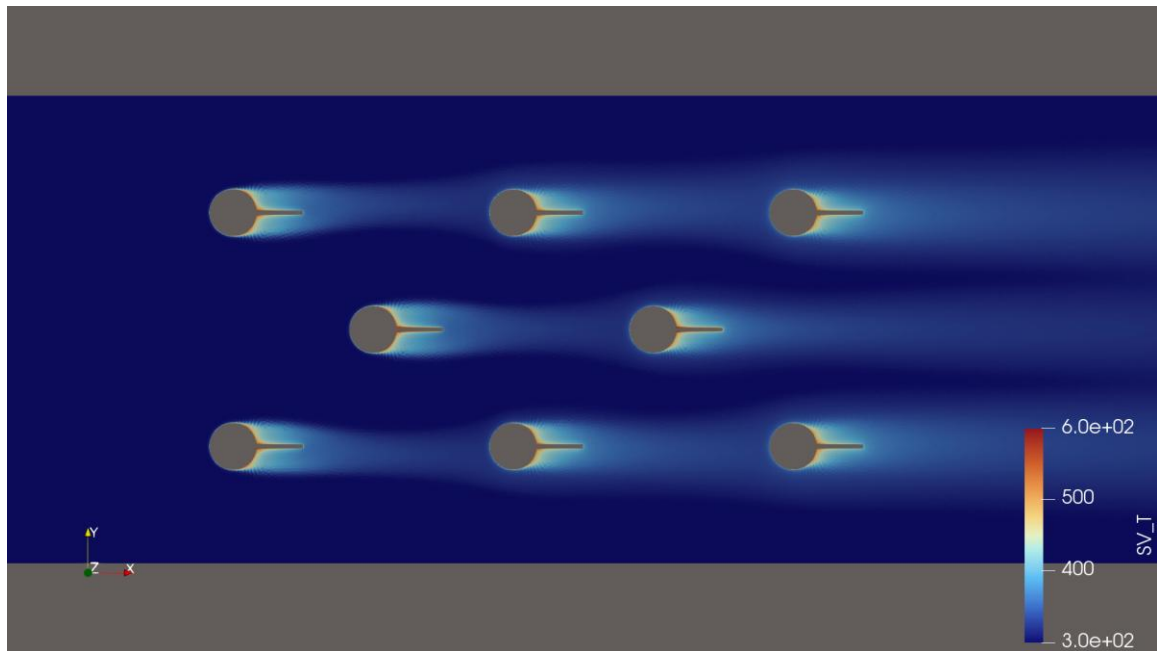


Figure V-14 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 18$ m/s

4. $V = 20$ m/s



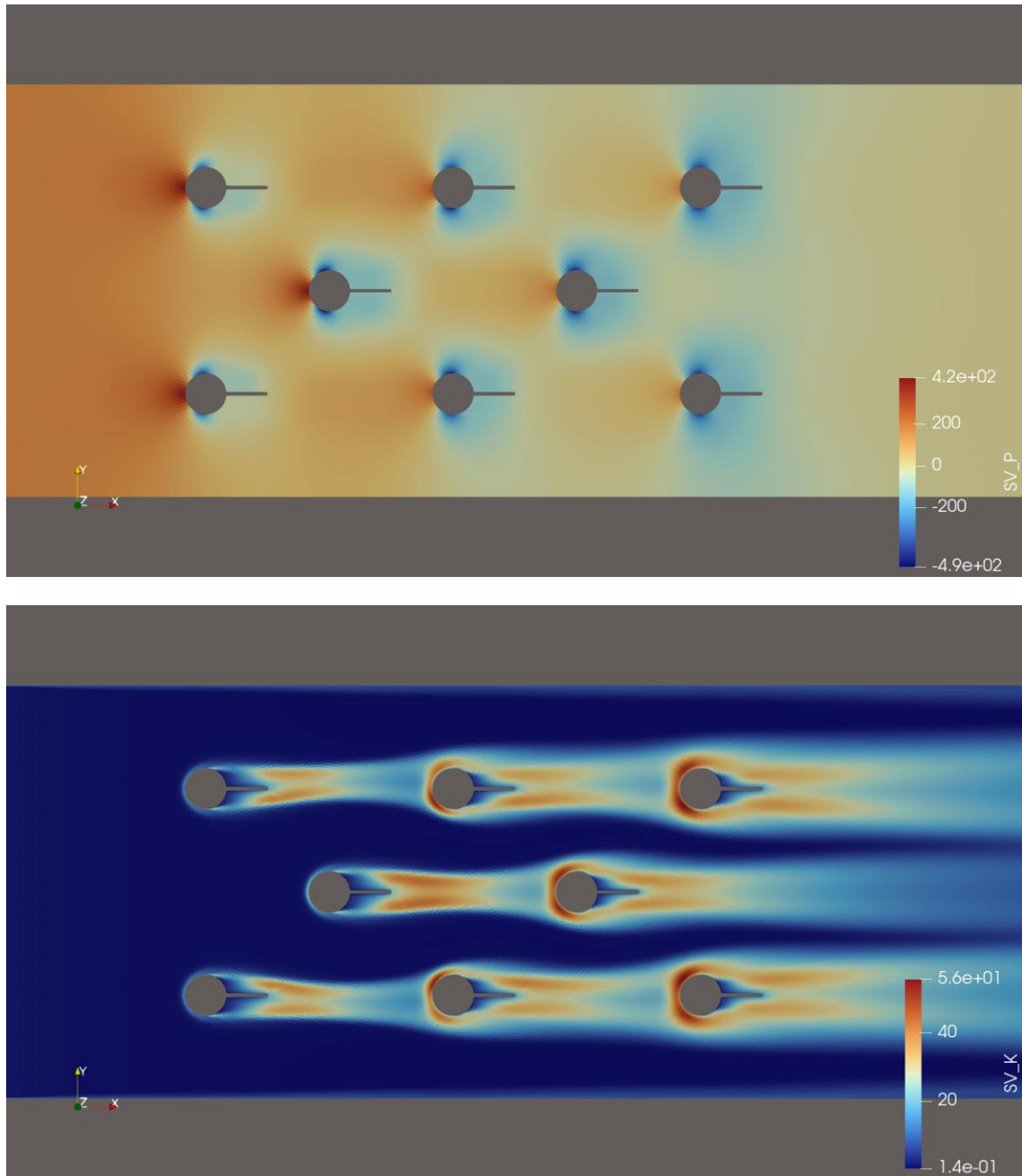


Figure V-15 Contours de température, vitesse, pression et énergie turbulente cinétique pour $v = 20$ m/s

V.7 Analyse comparative des champs thermo-hydrodynamiques

Les Figures V-12 à V-15 présentent les contours de température, de vitesse, de pression statique et d'énergie cinétique turbulente obtenus pour l'échangeur équipé de plaques séparatrices. Afin d'évaluer l'efficacité de ces dispositifs, les résultats sont comparés à ceux de l'échangeur sans plaques étudié précédemment. L'analyse permet de mettre en évidence les modifications apportées par les plaques sur la structure de l'écoulement et sur les performances thermo-hydrauliques du système.

V.7.1 Comparaison des contours de température

Par rapport à la configuration sans plaques, les contours de température montrent une meilleure diffusion de la chaleur dans le domaine d'écoulement. Les plaques séparatrices favorisent le guidage du fluide derrière les cylindres et réduisent l'intensité des zones de recirculation. Cette modification améliore le renouvellement du fluide au voisinage des surfaces chauffées et renforce les échanges thermiques. Par conséquent, les gradients thermiques autour des tubes deviennent plus importants.

V.7.2 Comparaison des contours de vitesse

Les contours de vitesse révèlent une modification significative de la structure de l'écoulement en aval des cylindres. Dans le cas sans plaques, de larges zones de faible vitesse apparaissent derrière les tubes en raison de la séparation de l'écoulement et de la formation de sillages importants. Avec l'ajout des plaques séparatrices, ces zones deviennent plus réduites et l'écoulement reste mieux organisé dans la direction principale. Les plaques agissent comme des guides qui limitent l'expansion latérale du sillage et favorisent une distribution plus uniforme de la vitesse à travers le faisceau tubulaire.

V.7.3 Comparaison des contours de pression statique

La distribution de pression met en évidence une diminution de l'intensité des zones de basse pression situées derrière les cylindres. Dans l'échangeur sans plaques, les sillages importants génèrent de fortes dépressions en aval des tubes. En présence des plaques séparatrices, le détachement des structures tourbillonnaires est retardé et le champ de pression devient plus homogène. Cette modification contribue à réduire les pertes énergétiques associées aux phénomènes de séparation de l'écoulement et explique la diminution de la chute de pression observée dans les résultats globaux.

V.7.4 Comparaison des contours d'énergie cinétique turbulente (TKE)

Les contours d'énergie cinétique turbulente montrent que l'ajout des plaques modifie considérablement la répartition de la turbulence dans le domaine. Dans le cas sans plaques, les valeurs élevées de TKE sont principalement localisées dans les larges sillages derrière

les cylindres. Avec les plaques séparatrices, ces zones deviennent plus compactes et mieux contrôlées. Les plaques limitent l'interaction entre les couches de cisaillement supérieure et inférieure, ce qui réduit l'intensité des tourbillons de grande taille tout en maintenant un niveau de mélange favorable au transfert thermique.

V.7.5 Synthèse comparative

L'analyse comparative des contours montre que les plaques séparatrices modifient profondément la structure de l'écoulement derrière les cylindres. Elles permettent de réduire la taille des zones de recirculation, de contrôler le développement du sillage et d'améliorer l'organisation de l'écoulement à travers le faisceau tubulaire. Ces modifications favorisent l'amélioration du transfert thermique tout en limitant les pertes de charge. Les observations qualitatives obtenues à partir des contours seront confirmées dans les sections suivantes à travers l'étude de l'évolution du nombre de Nusselt et de la chute de pression pour différentes vitesses d'écoulement.

V.7.6 Effet du nombre de Reynolds sur la variation du nombre de Nusselt : comparaison avec et sans plaques

La Figure V-16 présente l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour deux configurations d'échangeur de chaleur : sans plaques et avec plaques. On observe que, dans les deux cas, le nombre de Nusselt augmente avec la vitesse d'écoulement, passant respectivement de 115,5 à 149 pour l'échangeur sans plaques et de 147,7 à 196,5 pour l'échangeur avec plaques lorsque la vitesse augmente de 12 à 20 m/s. Cette augmentation s'explique par le renforcement de la convection forcée à mesure que la vitesse croît, ce qui réduit l'épaisseur de la couche limite thermique et améliore les échanges de chaleur entre le fluide et les parois.

Par ailleurs, l'échangeur équipé de plaques présente systématiquement des valeurs de Nusselt plus élevées que l'échangeur sans plaques pour toutes les vitesses étudiées. Cet écart traduit l'effet bénéfique des plaques de séparation qui perturbent l'écoulement, favorisent le mélange du fluide. Ces phénomènes intensifient le transfert thermique et conduisent à une amélioration significative des performances thermiques de l'échangeur. À la vitesse maximale de 20 m/s, le nombre de Nusselt atteint près de 196,5 avec plaques contre seulement 149 sans plaques, soit une augmentation d'environ 32 %. Ces résultats montrent que l'intégration de plaques constitue une solution efficace pour accroître le coefficient de transfert thermique convectif et améliorer l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur.

V.7.7 Effet du nombre de Reynolds sur la chute de pression

La Figure V-17 présente l'évolution de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement pour les configurations avec et sans plaques séparatrices. Dans les deux cas, la chute de pression augmente avec la vitesse en raison de l'accroissement des forces d'inertie, de la turbulence et des frottements au sein du faisceau tubulaire. Cependant, les résultats montrent que l'échangeur équipé de plaques séparatrices présente des pertes de charge inférieures à celles observées dans la configuration sans plaques. Cette amélioration s'explique par l'effet des plaques sur la structure de l'écoulement. En réduisant la taille des zones de recirculation et en atténuant l'intensité des sillages derrière les cylindres, les plaques contribuent à diminuer les pertes énergétiques associées à la séparation de l'écoulement. Par conséquent, l'ajout des plaques séparatrices permet d'améliorer le comportement hydraulique de l'échangeur tout en limitant l'augmentation des pertes de charge lorsque la vitesse d'écoulement augmente.

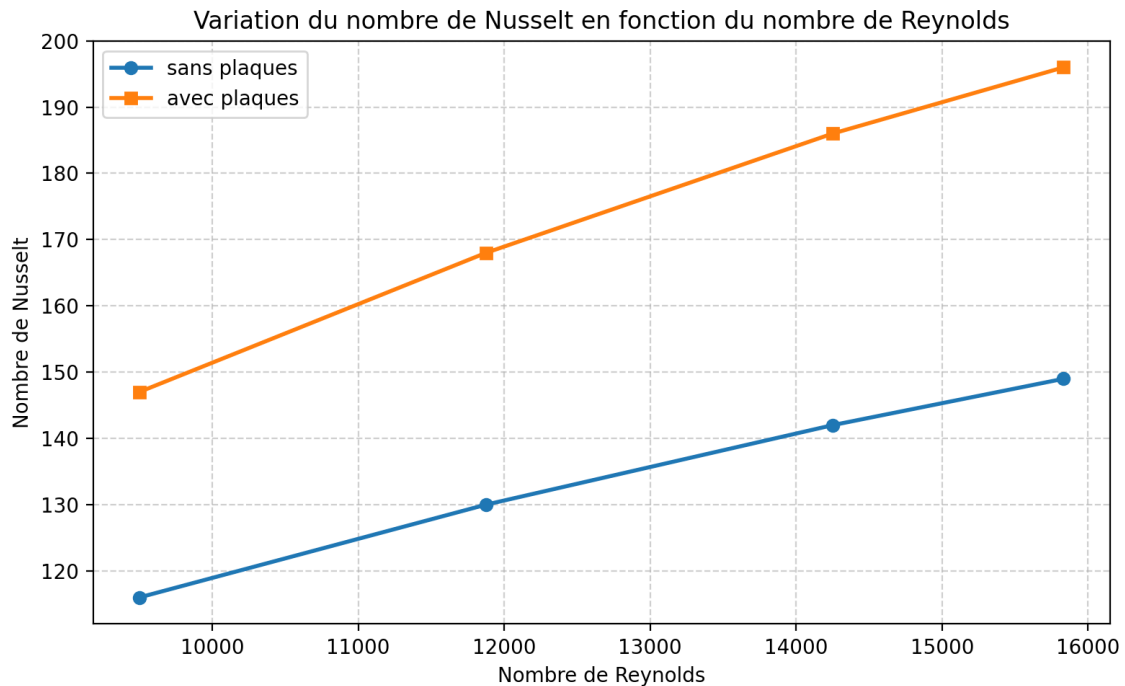


Figure V-16 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

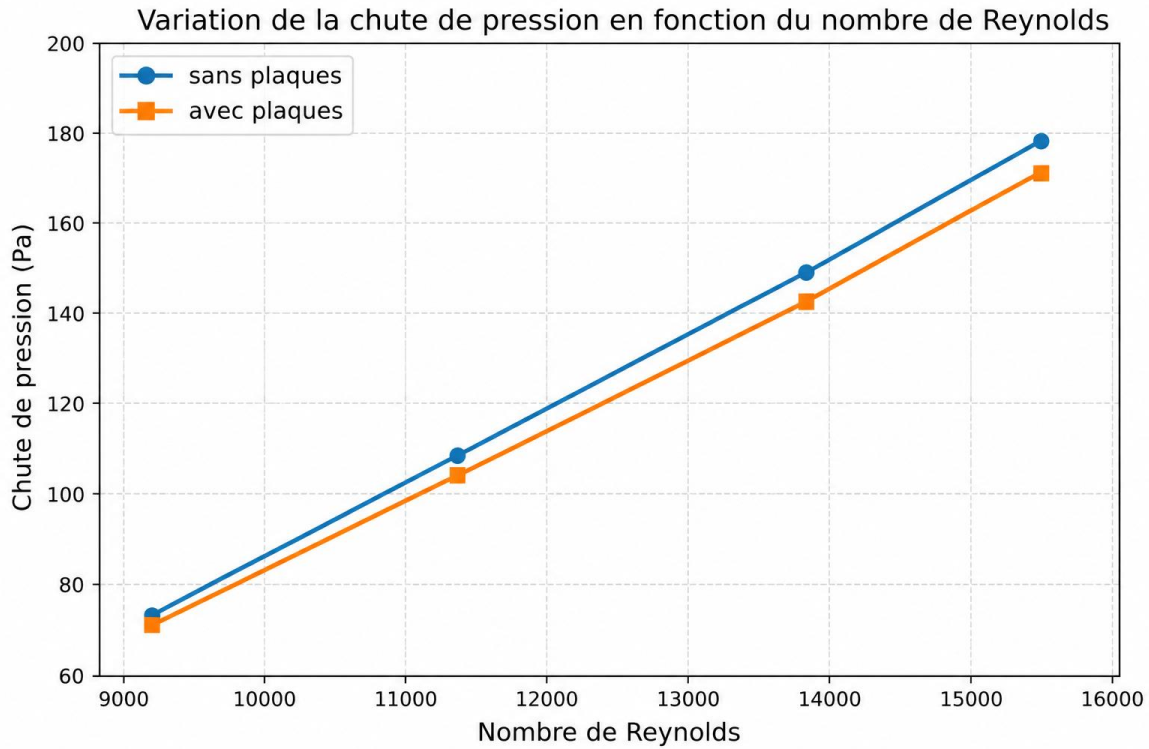


Figure V-17 Variation de la chute de pression en fonction du nombre de Reynolds

V.7.8 Comparaison du flux thermique de chaleur entre les échangeurs avec et sans plaques séparatrices

La Figure V-18 présente l'évolution du flux thermique en fonction du nombre de Reynolds pour les configurations avec et sans plaques séparatrices. Pour les deux échangeurs, le flux de chaleur augmente avec la vitesse d'entrée de l'air. Cette tendance est attribuée à l'intensification de la convection forcée et à l'amélioration du mélange du fluide lorsque le nombre de Reynolds augmente.

Toutefois, l'échangeur équipé de plaques séparatrices présente des valeurs de transfert thermique significativement plus élevées que celles obtenues pour la configuration sans plaques. À une vitesse de 12 m/s, le taux de transfert de chaleur passe d'environ de 22 850 W/m² à 32 100 W/m², tandis qu'à 20 m/s il atteint près de 43 350 W/m² contre 32 550 W/m² pour le cas de référence.

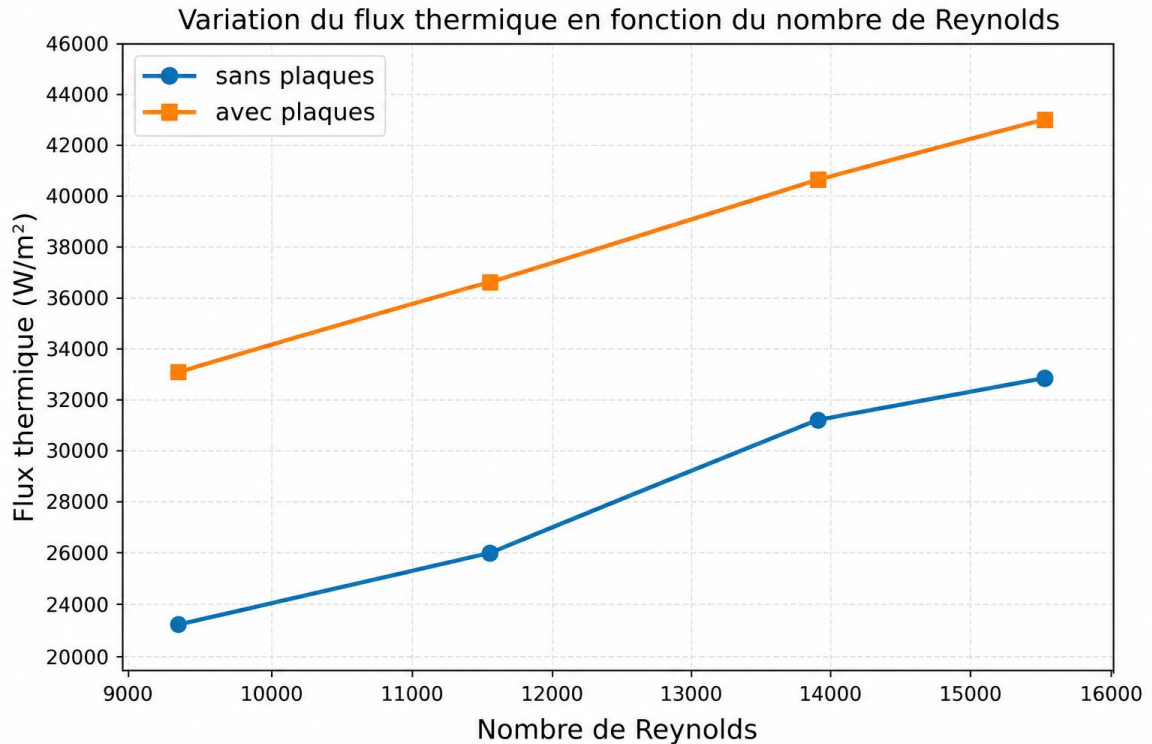


Figure V-18 Variation du flux thermique en fonction de la vitesse

Cette amélioration est principalement liée à l'augmentation de la surface d'échange thermique offerte par les plaques séparatrices. En plus de participer directement au transfert de chaleur, ces plaques modifient l'écoulement derrière les cylindres et favorisent une meilleure distribution thermique dans le domaine. Par conséquent, malgré des valeurs de nombre de Nusselt légèrement inférieures, l'échangeur avec plaques présente une capacité globale de transfert thermique plus importante.

Les résultats montrent ainsi que l'ajout des plaques séparatrices permet d'améliorer significativement les performances thermiques de l'échangeur sur toute la plage de vitesses étudiée.

V.7.9 Évolution de la température de sortie en fonction de la position : comparaison entre les configurations avec et sans plaques séparatrices

La Figure V-19 présente l'évolution de la température de sortie le long de la section de sortie de l'échangeur pour les configurations avec et sans plaques séparatrices. Dans les deux cas, la distribution de température n'est pas uniforme et présente plusieurs zones de températures élevées correspondant aux régions situées dans le sillage des tubes chauffés.

On observe que les températures obtenues dans la configuration avec plaques séparatrices sont systématiquement supérieures à celles du cas sans plaques. Les pics de

température atteignent environ **333 K** pour l'échangeur avec plaques contre **325 K** pour l'échangeur sans plaques. Cette différence traduit une amélioration du transfert thermique entre les surfaces chauffées et le fluide en écoulement.

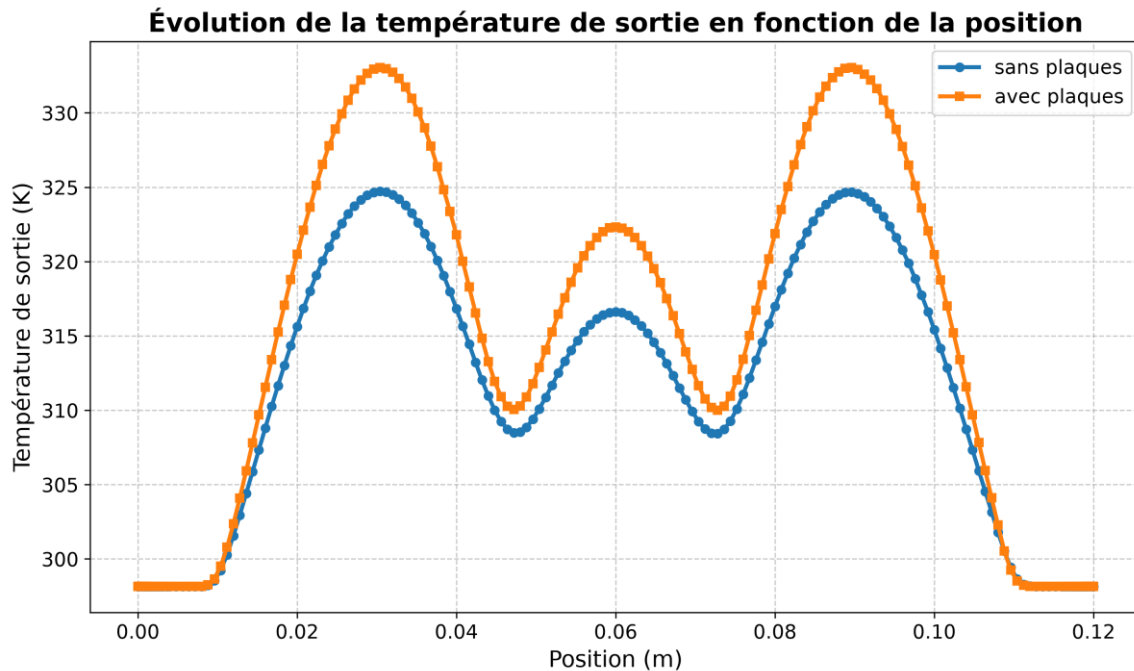


Figure V-19 Évolution de la température de sortie en fonction de la position

L'augmentation de la température de sortie est attribuée à la présence des plaques séparatrices qui accroissent la surface d'échange thermique disponible et favorisent un meilleur transfert de chaleur vers l'air. En outre, les plaques modifient la structure de l'écoulement dans les zones situées en aval des cylindres, ce qui contribue à améliorer l'exploitation de la surface chauffante.

Les variations périodiques observées sur les deux courbes sont directement liées à la disposition des tubes dans le faisceau. Les maxima de température correspondent aux régions où le fluide a été fortement réchauffé au contact des tubes, tandis que les minima sont associés aux zones où le mélange avec le fluide plus froid reste plus important.

Ces résultats confirment que l'ajout des plaques séparatrices permet d'augmenter la température de l'air à la sortie de l'échangeur et, par conséquent, d'améliorer les performances thermiques globales du système.

V.8 Analyse tridimensionnelle des performances thermo hydrauliques de l'échangeur

Cette section présente une analyse tridimensionnelle de l'échangeur thermique réalisée à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Contrairement à l'étude bidimensionnelle utilisée pour l'analyse paramétrique, la modélisation 3D permet de visualiser plus précisément la distribution des champs de vitesse et de température à l'intérieur du domaine fluide. L'objectif principal est d'évaluer l'influence des plaques séparatrices sur le comportement de l'écoulement et sur les mécanismes de transfert thermique.

La géométrie étudiée est constituée d'un faisceau de tubes cylindriques de diamètre 12 mm équipés de plaques séparatrices de longueur 12 mm comme illustré dans la Figure V-20. Ces plaques sont positionnées derrière les tubes afin de perturber l'écoulement et d'améliorer les échanges thermiques.

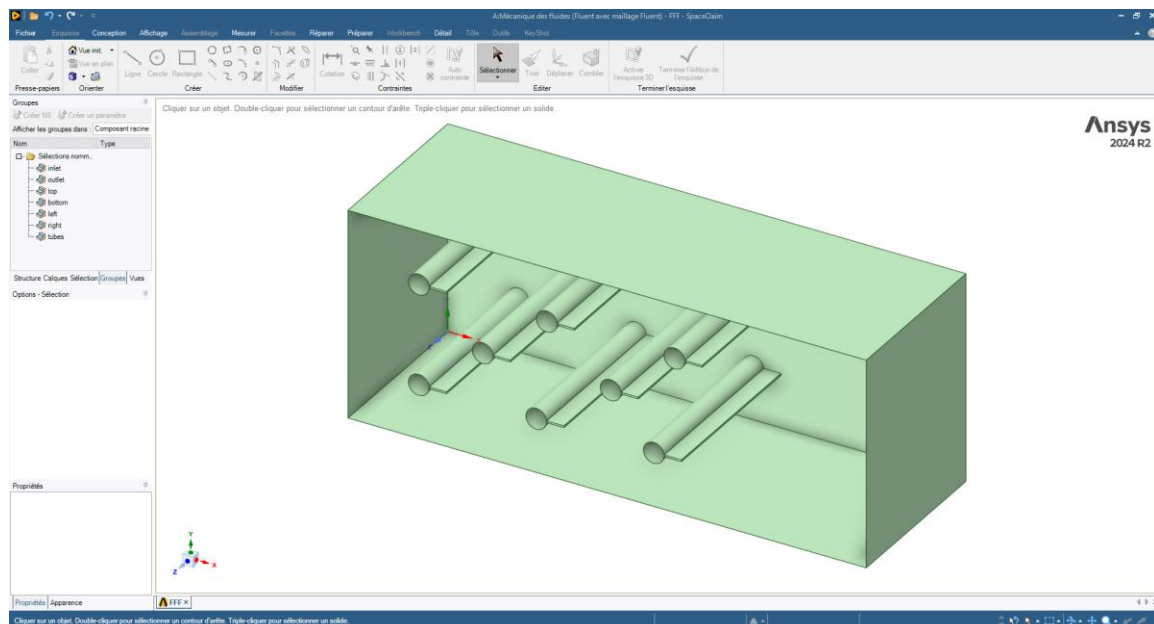


Figure V-20 Modélisation 3D de l'échangeur de chaleur

V.8.1 Distribution du champ de vitesse

La Figure V-21 présente les contours de vitesse obtenus dans l'échangeur thermique en 3D. L'analyse des contours de vitesse montre que l'écoulement est fortement influencé par la présence des tubes et des plaques séparatrices. À l'approche des tubes, une accélération locale du fluide est observée en raison de la réduction de la section disponible à l'écoulement. Cette accélération se traduit par l'apparition de zones de vitesse élevée entre les tubes.

En aval des tubes, la vitesse diminue fortement et des zones de recirculation apparaissent. La présence des plaques séparatrices modifie la structure de ces zones en perturbant le détachement de la couche limite et en favorisant le mélange du fluide.

Les plaques de longueur 12 mm contribuent à redistribuer l'écoulement dans le canal et à limiter l'étendue des zones stagnantes derrière les tubes. Cette modification du champ de vitesse favorise une meilleure homogénéité de l'écoulement et améliore les conditions de transfert thermique.

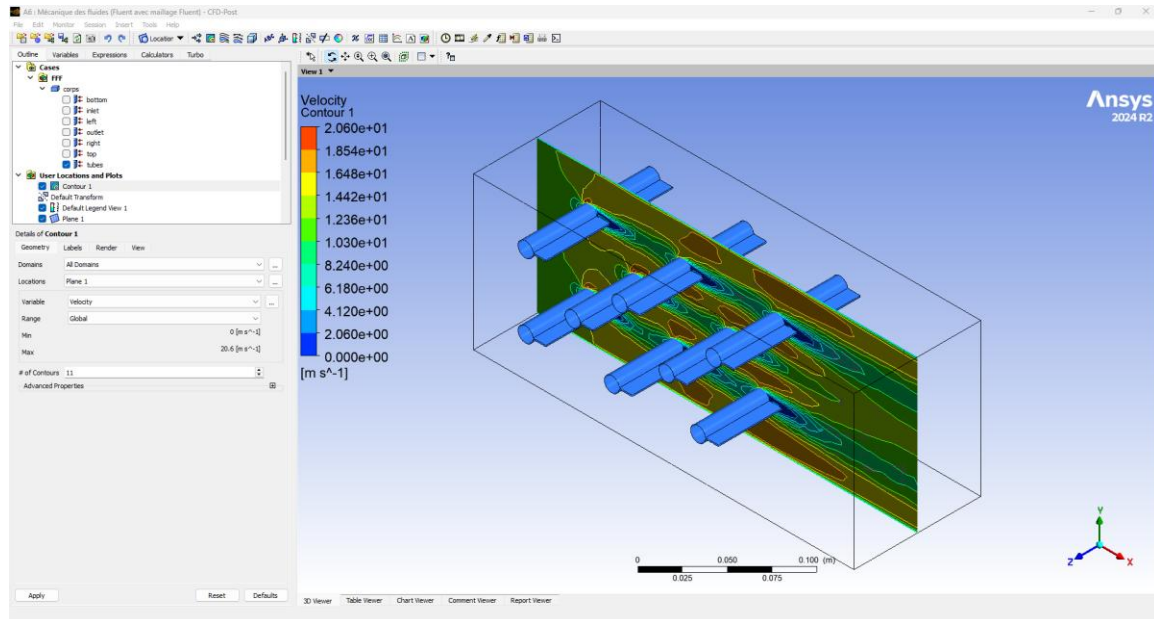


Figure V-21 Contours de la vitesse

V.8.2 Distribution du champ de température

La Figure V-22 expose les contours de température. Les contours de température mettent en évidence les échanges thermiques entre les tubes chauffés et le fluide circulant dans le canal. Les températures les plus élevées sont observées à proximité des surfaces des tubes, tandis que la température diminue progressivement à mesure que le fluide s'éloigne des parois chauffées.

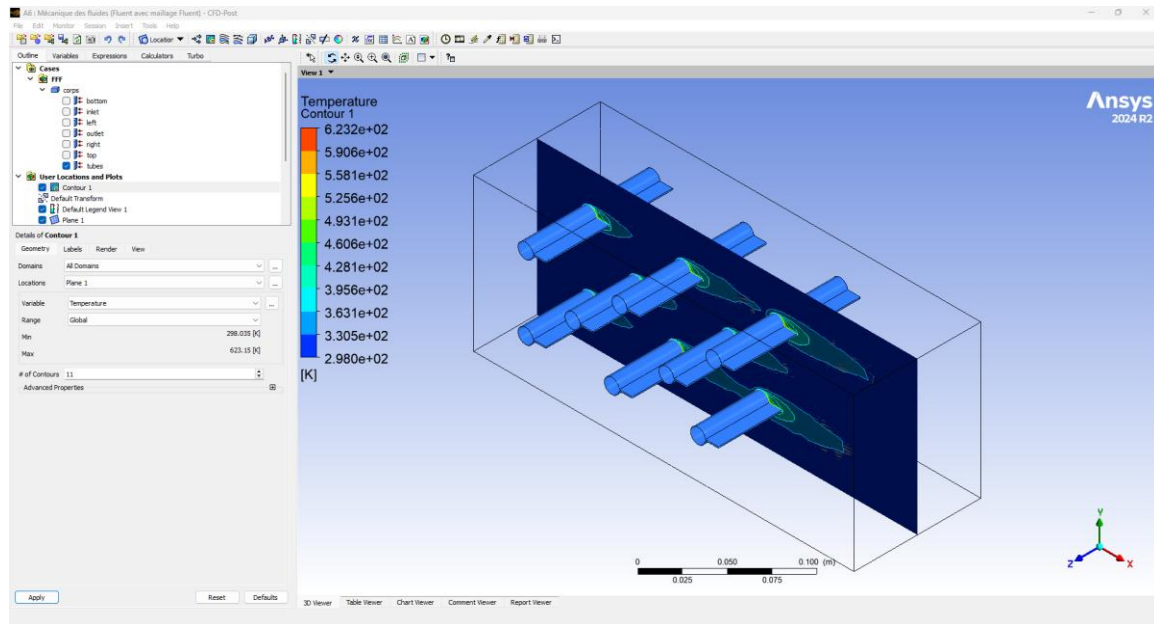


Figure V-22 Contours de température

La présence des plaques séparatrices de 12 mm favorise le mélange thermique du fluide et contribue à réduire les gradients de température dans certaines régions de l'écoulement. Cette amélioration est liée aux perturbations générées par les plaques, qui renforcent les échanges convectifs et augmentent le renouvellement du fluide au voisinage des surfaces chauffées.

Les résultats montrent également que la température du fluide augmente progressivement le long de l'écoulement sous l'effet du transfert de chaleur depuis les tubes vers le fluide.

L'ajout de plaques séparatrices derrière les tubes de diamètre 12 mm permet d'améliorer le transfert thermique en augmentant les interactions entre l'écoulement et les surfaces chauffées. Les perturbations générées par ces plaques favorisent le développement de structures tourbillonnaires qui contribuent à l'intensification de la convection.

Cependant, cette amélioration thermique s'accompagne d'une augmentation des pertes de charge due à la présence d'obstacles supplémentaires dans le canal. Les plaques augmentent les frottements et modifient la distribution de pression dans l'échangeur.

Ainsi, la configuration comportant des tubes de 12 mm de diamètre associés à des plaques séparatrices de 12 mm présente un compromis intéressant entre amélioration du transfert thermique et augmentation modérée des pertes de charge.

V.8.3 Distribution du champ de pression

Les contours de pression statique obtenus dans l'échangeur thermique équipé de plaques séparatrices de longueur 16 mm et de tubes de diamètre 12 mm. Voir la Figure V-23.

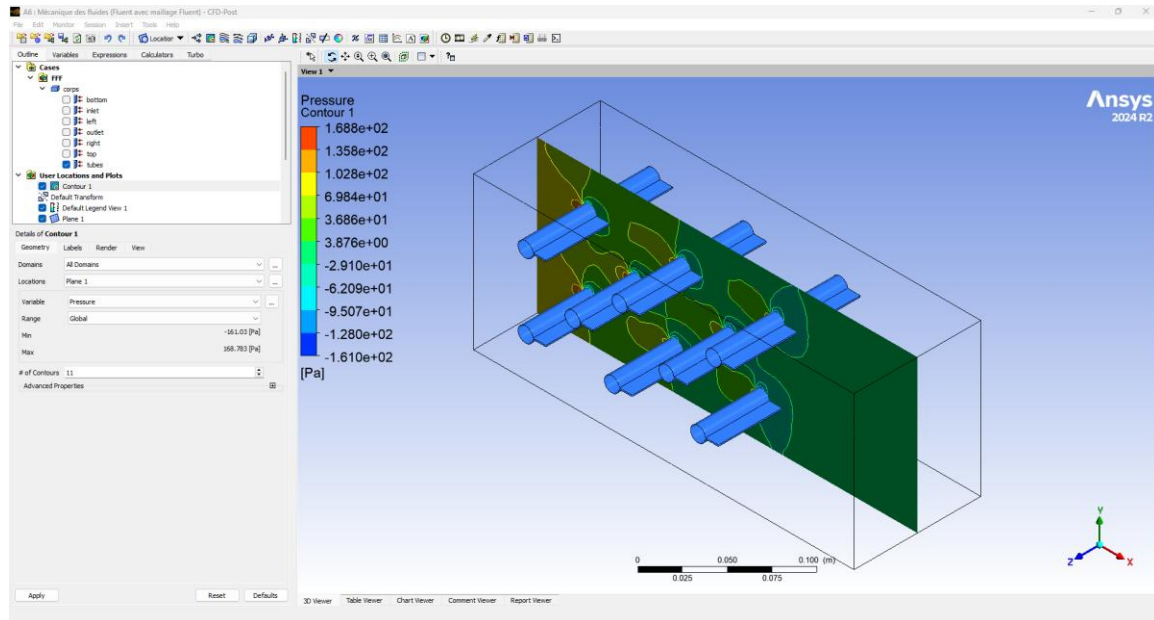


Figure V-23 Contours de pression

L'analyse des contours de pression montre que les valeurs maximales de pression sont localisées à l'avant des tubes, au niveau des zones d'impact direct de l'écoulement. Lorsque le fluide rencontre les obstacles, son énergie cinétique est partiellement convertie en énergie de pression, ce qui entraîne l'apparition de régions de forte pression sur la face amont des tubes.

En revanche, une diminution progressive de la pression est observée à l'arrière des tubes ainsi qu'au voisinage des plaques séparatrices. Cette baisse de pression est associée à la séparation de l'écoulement et à la formation de zones de recirculation caractérisées par des vitesses plus faibles et des gradients de pression importants.

Les plaques séparatrices de 12 mm modifient également la répartition du champ de pression en créant des résistances supplémentaires à l'écoulement. Cette perturbation génère une chute de pression plus importante entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. La présence des plaques favorise ainsi l'apparition de gradients de pression plus élevés que dans la configuration de référence sans plaques.

La distribution observée met en évidence une relation étroite entre les phénomènes hydrodynamiques et les performances thermiques. En effet, les perturbations responsables de l'amélioration du transfert thermique sont également à l'origine de l'augmentation des pertes de charge.

V.8.4 Influence des plaques séparatrices sur les performances

L'ajout de plaques séparatrices derrière les tubes de diamètre 12 mm permet d'améliorer le transfert thermique en augmentant les interactions entre l'écoulement et les surfaces chauffées. Les perturbations générées par ces plaques favorisent le développement de structures tourbillonnaires qui contribuent à l'intensification de la convection.

Cependant, cette amélioration thermique s'accompagne d'une augmentation des pertes de charge due à la présence d'obstacles supplémentaires dans le canal. Les plaques augmentent les frottements et modifient la distribution de pression dans l'échangeur.

Ainsi, la configuration comportant des tubes de 12 mm de diamètre associés à des plaques séparatrices de 12 mm présente un compromis intéressant entre amélioration du transfert thermique et augmentation modérée des pertes de charge.

V.9 MODÉLISATION PAR MODÈLE DE SUBSTITUTION ET OPTIMISATION DE LA GÉOMÉTRIE

V.9.1 Introduction :

La simulation numérique par Dynamique des Fluides Computationnelle (CFD) est un outil puissant pour analyser les performances thermo-hydrauliques. Cependant, son coût computationnel élevé limite son utilisation directe dans les processus d'optimisation en temps réel. Pour pallier cette contrainte, ce chapitre est dédié au développement d'un modèle de substitution (Surrogate Model) basé sur les techniques de régression statistique. L'objectif est de générer des équations mathématiques explicites capables de prédire instantanément le comportement de l'échangeur en fonction de la longueur de la plaque de séparation (L), tout en déterminant la configuration optimale.

V.9.2 Analyse du Nombre de Nusselt (Nu) :

Les résultats de la régression présentés dans la Figure V-24 montrent que le nombre de Nusselt (Nu) suit une tendance purement monotone et croissante en fonction de la longueur de la plaque de séparation. L'introduction et l'allongement de la plaque favorisent le guidage de l'écoulement et intensifient le transfert thermique autour des tubes. En comparant les deux modèles, la régression polynomiale (Poly) s'ajuste avec une précision nettement supérieure aux données numériques (Données Nu) par rapport à la régression linéaire. Le graphique de l'écart (Écart Nu) confirme cette observation en montrant une forme parabolique, indiquant que le modèle linéaire échoue à capturer la non-linéarité physique du phénomène, particulièrement au centre et aux extrémités du domaine d'étude.

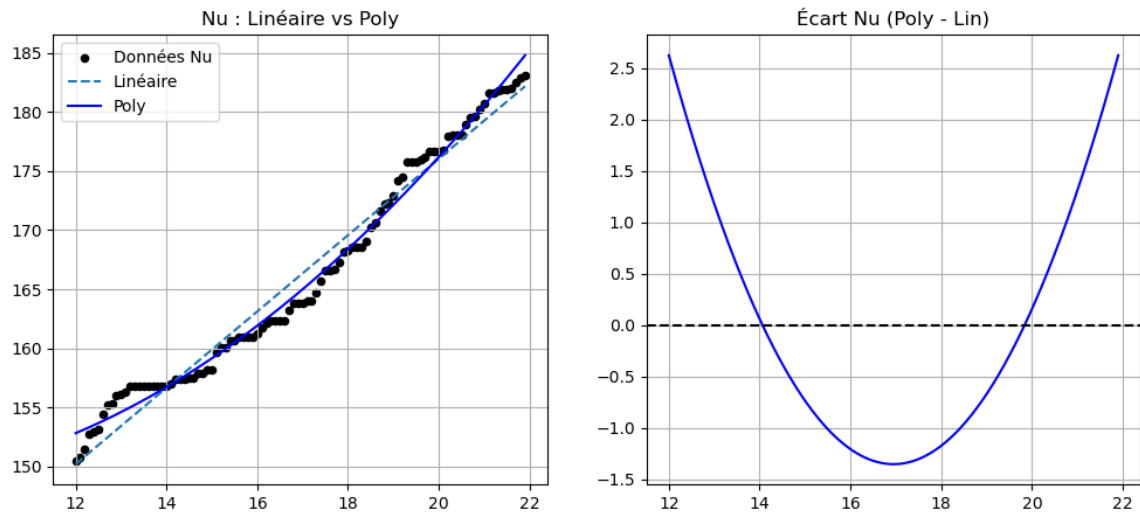


Figure V-24 Comparaison de Nu (Linéaire vs Poly) et analyse de la courbe d'écart

V.9.3 Analyse de la Perte de Charge (ΔP) :

Contrairement au transfert thermique, la perte de charge (ΔP) présente une relation inversement proportionnelle à la longueur de la plaque, voir la Figure V-25. À mesure que la plaque s'allonge, la valeur de ΔP diminue de façon continue. D'un point de vue physique, la plaque de séparation réduit la zone de recirculation et le sillage tourbillonnaire derrière les tubes, ce qui diminue la résistance à l'écoulement. Le modèle polynomial (Poly) démontre encore une fois sa supériorité en épousant parfaitement la courbure des données (Données Dp), notamment lors de la stabilisation des valeurs aux longueurs maximales, alors que la régression linéaire sous-estime ou surestime les valeurs réelles.

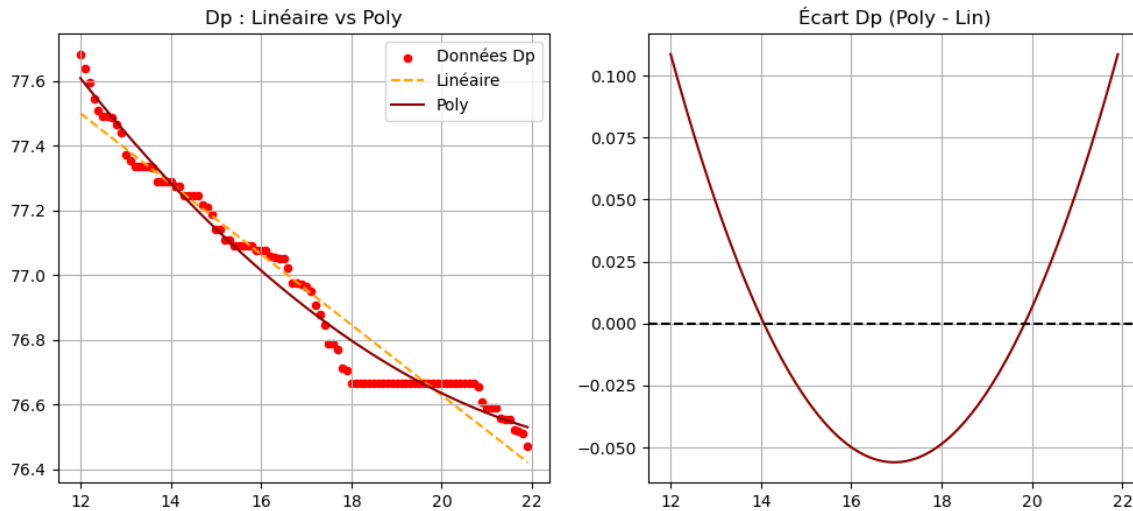


Figure V-25 Comparaison de Nu (Linéaire vs Poly) et analyse de la courbe d'écart

V.9.4 Analyse de la Puissance Thermique (Q)

Le graphique de la puissance thermique (Q) comme illustré sur la Figure V-26 affiche une progression linéaire et ascendante en fonction de la longueur. Elle est en parfaite corrélation avec l'évolution du nombre de Nusselt. La puissance thermique extraite s'élève de manière significative, passant d'environ 3000 W pour une longueur de 12 mm à plus de 3600 W pour une longueur de 22 mm. La courbe de régression polynomiale traverse harmonieusement le nuage de points, confirmant la validité globale de la prédiction du transfert d'énergie.

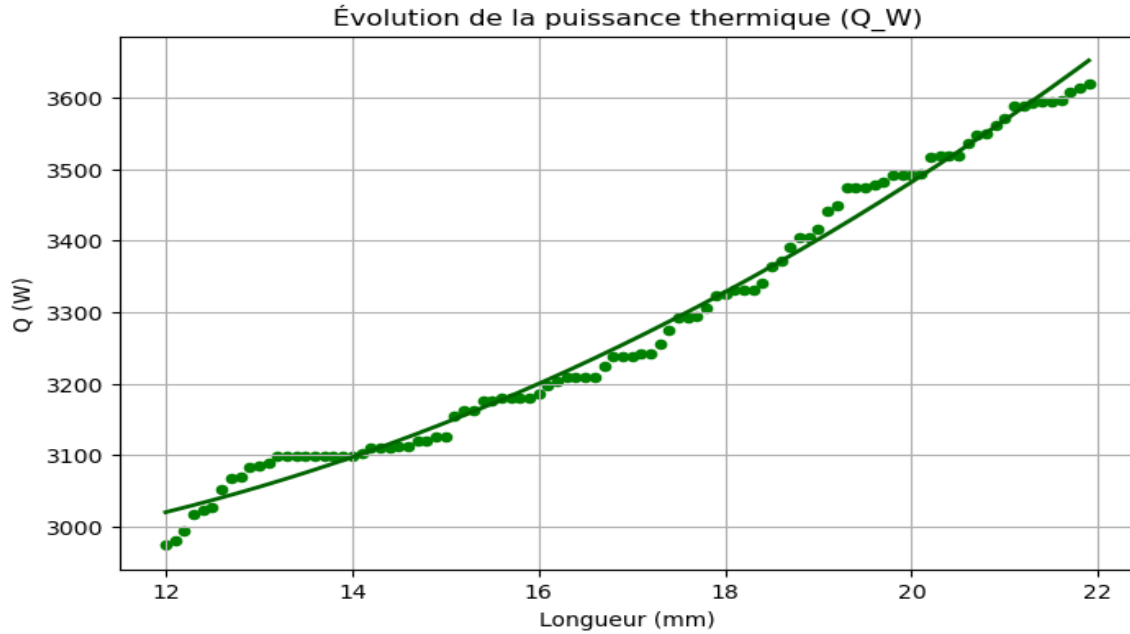


Figure V-26 Évolution de la puissance thermique (Q) en fonction de la longueur

V.9.5 Optimisation du Critère d'Évaluation des Performances (PEC)

Le critère PEC (Performance Evaluation Criterion) est l'indicateur thermo-hydraulique global utilisé pour évaluer l'efficacité de l'échangeur. Puisque le transfert thermique augmente ($Nu \uparrow$) et que les pertes de charge diminuent simultanément ($\Delta P \downarrow$), le PEC affiche une croissance continue et monotone sur tout le domaine. Le point optimal (Optimal Design) est identifié mathématiquement à l'extrémité supérieure du domaine, soit pour une longueur de plaque $L = 21.90$ mm, correspondant à une valeur maximale de $PEC = 1.17$. Cette géométrie représente le compromis idéal pour un rendement maximal.

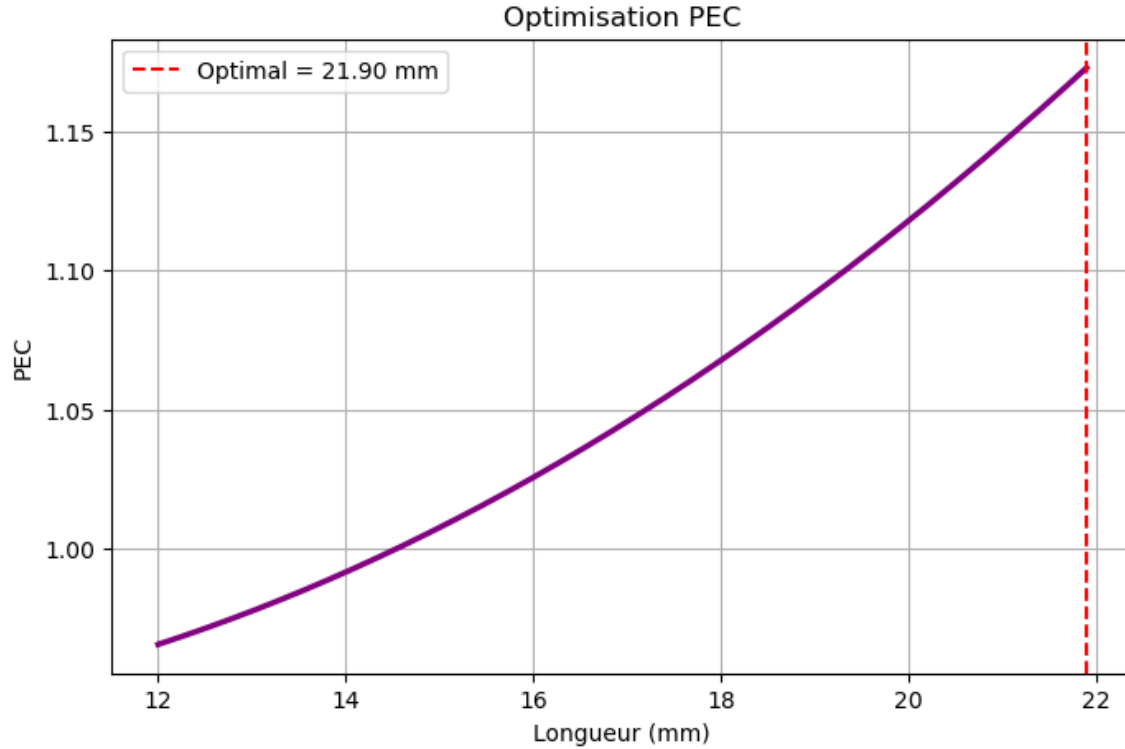


Figure V-27 Optimisation du critère PEC et détermination de la longueur optimale

V.9.6 Analyse des résultats (Métriques et Validation)

Tableau V-6 Métriques d'évaluation statistique (R^2 , MAE, RMSE) pour Nu, DeltaP et Q

Variable cible	Degré polynomiale	Coefficient R^2	Erreur MAE	Erreur RMSE	Décision Finale
Nombre De Nusselt (Nu)	Degré 1	0.969862	1.395625	1.616935	non optimal
	Degré 2	0.983306	0.987645	1.203419	non optimal
	Degré 3	0.983298	0.978378	1.203697	non optimal
	Degré 4	0.994704	0.530253	0.677803	Model retenu (haute precision)
Perte De Charge (ΔP)	Degré 1	0.968053	0.040834	0.057111	Non optimal
	Degré 2	0.977408	0.038357	0.048027	Model retenu(balais-variance optimal)
	Degré 3	0.977408	0.039110	0.050503	Non optimal

	Degré 4	0.972313	0.039728	0.053168	Risque de surapprentissage
<i>Q</i>	Degré 1	0.969889	27.550760	31.938397	Non optimal
	Degré 2	0.983312	19.512356	23.776726	Non optimal
	Degré 3	0.983295	19.329203	23.788657	Non optimal
	Degré 4	0.994698	10.495651	13.402683	Model retenu (haute precision)

L'évaluation statistique des modèles du degré 1 au degré 4 présentée dans le tableau 6 permet de justifier scientifiquement le choix de nos équations :

- **Pour Nu et Q** : Le passage au Degré 4 marque une amélioration majeure avec un coefficient de détermination R^2 très élevé de 0.9947, et une réduction drastique des erreurs (le RMSE chute à 0.677 pour Nu et 13.402 pour Q).
- **Pour ΔP** : Les degrés 2 et 3 présentent le meilleur compromis avec un R^2 de 0.9774. Le Degré 2 a été retenu car il offre une erreur quadratique minimale (RMSE = 0.0480) tout en évitant le phénomène de surapprentissage (Overfitting) visible au degré 4 ($R^2 = 0.9723$).

V.9.7 Équations Prédictives Finales (Modèle de Substitution) :

À partir de cette analyse rigoureuse, les expressions analytiques finales retenues pour le modèle prédictif sont :

$$Nu = 213.094780 - 12.499028 \cdot L + 0.770570 \cdot L^2 - 0.011882 \cdot L^3$$

$$\Delta P = 80.793420 - 0.349888 \cdot L + 0.007089 \cdot L^2$$

$$Q_w = 3109.313039 - 45.896216 \cdot L + 3.220192 \cdot L^2$$

V.9.8 Analyse de la Distribution des Erreurs :

Les trois histogrammes de distribution des erreurs (pour Nu, ΔP et Q) montrent que les résidus suivent une loi normale (distribution Gaussienne) parfaitement centrée autour de la valeur zéro. Statistiquement, cela démontre que le modèle prédictif développé est totalement impartial (Unbiased) et qu'il n'existe aucune erreur systématique ou dérive dans les prédictions mathématiques par rapport aux simulations CFD. Voir la Figure V-28.

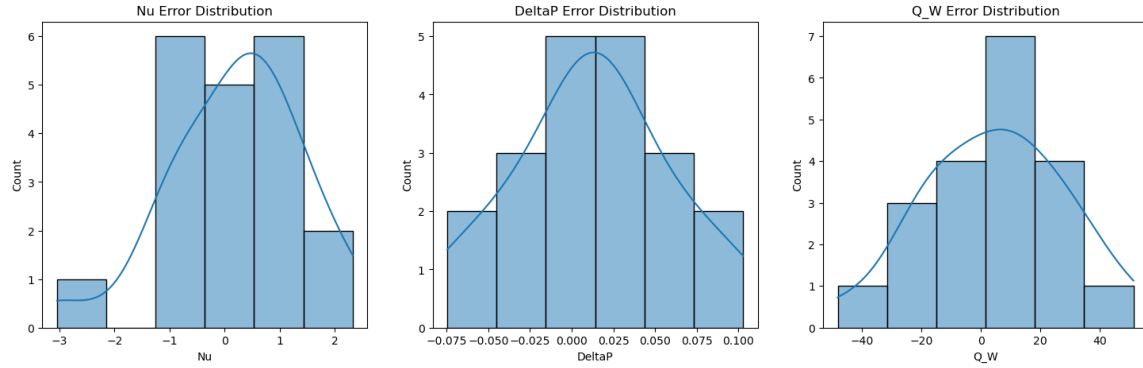


Figure V-28 Analyse de la distribution des erreurs (Error Distribution) pour Nu, ΔP et Q

V.9.9 Analyse de la conformité entre les valeurs prédites et simulées (Parity Plots)

Les diagrammes de parité (Parity Plots, voir Figure V-29) comparent directement les valeurs prédites par le modèle polynomial (Predicted) aux valeurs réelles calculées par le code CFD ANSYS Fluent (Actual). On observe un alignement quasi-parfait de l'ensemble des points de données (cercles bleus) le long de la ligne diagonale rouge représentant le modèle idéal ($y = x$). Cette superposition rigoureuse atteste de la précision exceptionnelle et de la haute-fidélité du modèle de substitution développé.

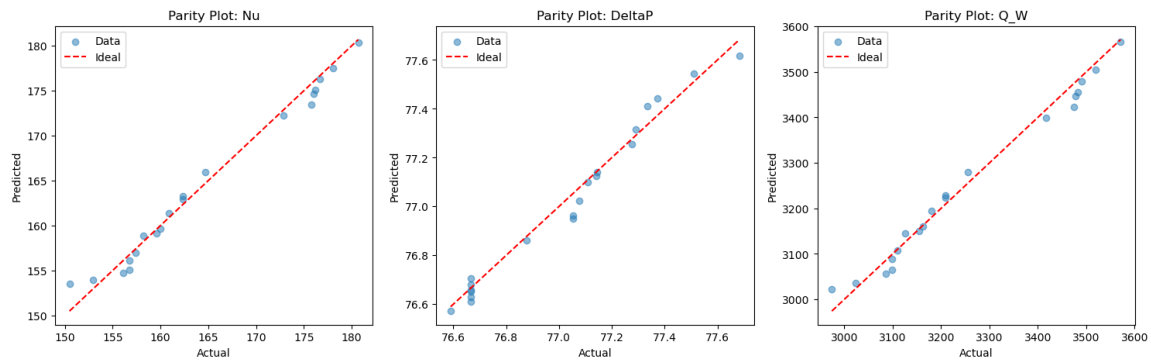


Figure V-29 Diagrammes de parité (Parity Plot) pour la validation de Nu, ΔP et Q

V.9.10 Analyse des Courbes d'Ajustement Finales

Les graphiques de la Figure V-30 illustrent la superposition finale entre la courbe continue du modèle mathématique ajusté (Fit Curve) et les points discrets issus des simulations CFD (CFD Data). Le lissage parfait des courbes confirme la capacité absolue du modèle à interpoler et prédire avec exactitude le comportement thermique, hydraulique et énergétique du système pour n'importe quelle valeur de longueur comprise dans l'intervalle étudié (12 mm et 22mm), sans avoir recours à de nouvelles simulations numériques lourdes.

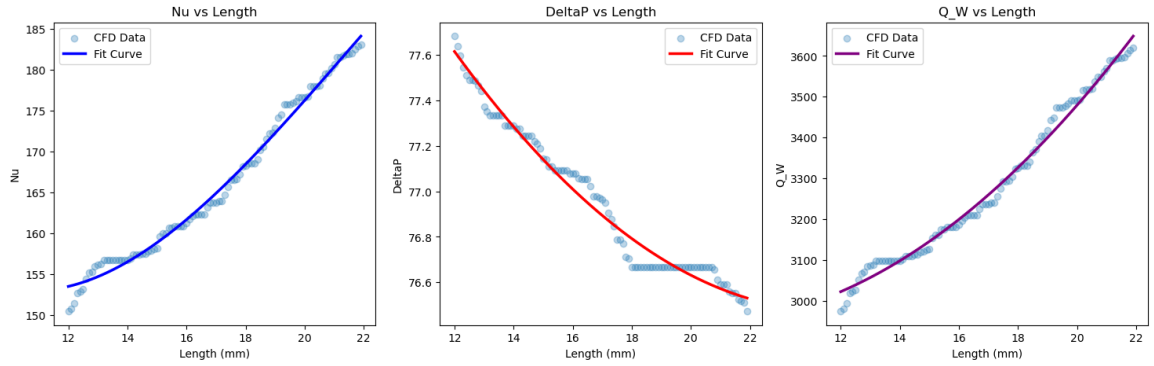


Figure V-30 Courbes d'ajustement final (Fit Curve) en fonction de la longueur pour Nu , ΔP et Q

V.9.11 Analyse de la Tendence Globale du PEC

La courbe finale du PEC comme illustrée sur la Figure V-31 confirme la trajectoire ascendante de l'efficacité globale du système, validée sur l'ensemble de la base de données synthétisée. Le profil lisse et continu confirme que la méthodologie statistique appliquée élimine les fluctuations numériques pour fournir une loi de comportement globale fiable pour l'optimisation géométrique de l'échangeur.

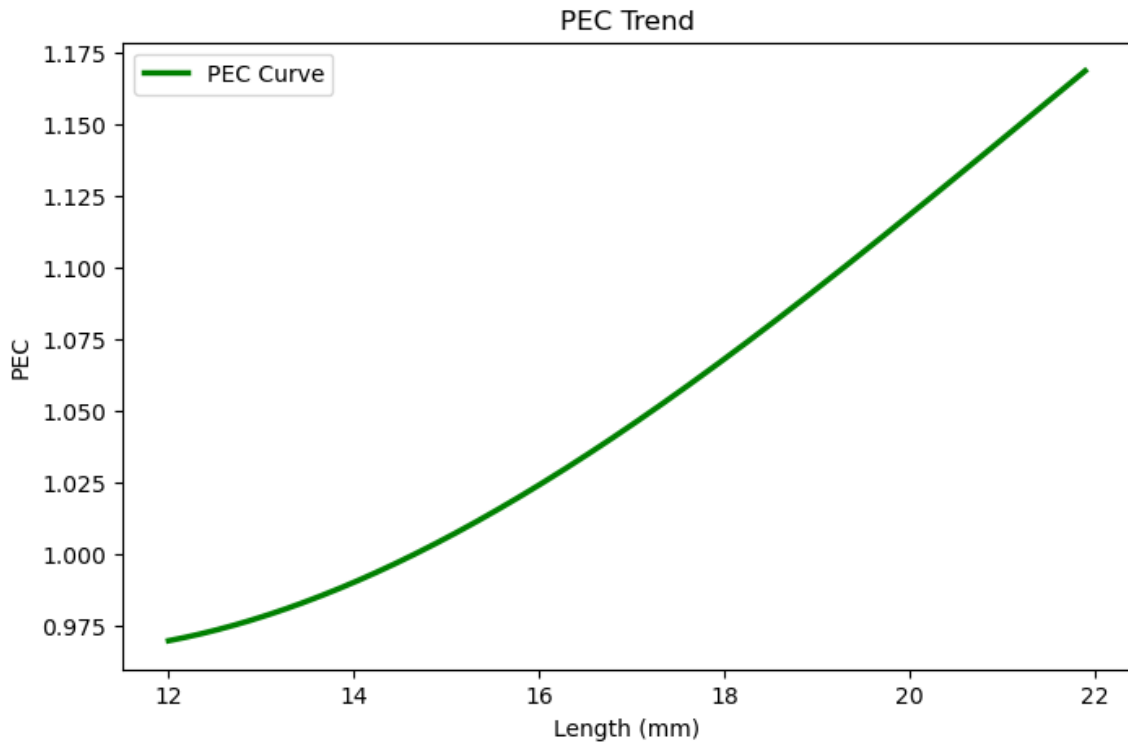


Figure V-31 Profil de tendance globale du critère PEC (PEC Trend)

V.9.12 Évaluation du Gain de Temps Computationnel (L'impact de l'IA)

La comparaison présentée dans le tableau 7 met en évidence un contraste technologique saisissant. L'approche classique par CFD requiert environ 20 minutes par simulation, ce qui se traduit par un investissement massif de 333.33 heures (environ 14 jours) de calcul continu pour évaluer un échantillon de 1000 variantes géométriques. À l'inverse, le modèle prédictif basé sur l'IA génère ces 1000 évaluations en seulement 0.0239 seconde, tout en maintenant un niveau de précision de 99%.

Ce facteur d'accélération prodigieux (Speed-up) démontre l'intérêt crucial des modèles de substitution en ingénierie : ils transforment des analyses numériques lourdes et coûteuses en outils d'aide à la décision instantanés.

Tableau V-7 Comparaison du coût de calcul entre la simulation CFD et le modèle de régression

Métrique de convergence	Approche CFD Traditionnelle	Modèle substitut (régression)
Nombre de configurations évaluées	1000 cas	1000 cas
Temps de calcul par configuration	~ 20 minutes	<0.0001 seconde (instantané)
Temps de calcul cumulé	~ 333.33 heures (14 jours)	~ 0.0239 seconde
Flexibilité d'optimisation	Limitée (très coûteuse)	Très élevée (aide à la décision instantanée)

V.9.13 Bibliothèques Python utilisées

Le développement du modèle substitut et l'analyse des résultats ont été réalisés à l'aide du langage de programmation Python. Plusieurs bibliothèques scientifiques ont été utilisées afin d'assurer le traitement des données, l'entraînement des modèles de régression, l'évaluation des performances et la visualisation des résultats :

- **NumPy** : utilisée pour les calculs numériques et la manipulation efficace des tableaux de données.
- **Pandas** : utilisée pour la lecture, le traitement et l'organisation des données issues des simulations CFD.
- **Scikit-learn (sklearn)** : utilisée pour le développement des modèles de régression, l'évaluation des performances prédictives et la validation statistique.

- **Matplotlib** : utilisée pour la génération des graphiques de comparaison, des courbes d'ajustement, des distributions d'erreurs et des diagrammes de parité.
- **SciPy** : utilisée pour certaines opérations mathématiques et statistiques complémentaires.
- **Joblib** (si utilisé) : utilisée pour la sauvegarde et le chargement des modèles entraînés.

Ces bibliothèques constituent aujourd'hui des références dans le domaine du calcul scientifique et de l'apprentissage automatique et sont largement utilisées dans les applications d'ingénierie et d'analyse de données.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce travail de recherche a été consacré à l'étude de l'influence des plaques séparatrices sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire en configuration décalée, ainsi qu'au développement d'un modèle substitut basé sur l'intelligence artificielle afin de réduire le coût computationnel des simulations numériques.

Dans un premier temps, une étude bibliographique a permis de mettre en évidence l'importance des échangeurs de chaleur dans les systèmes énergétiques ainsi que l'intérêt croissant des techniques d'intelligence artificielle dans le domaine du génie thermique. Cette analyse a également montré que l'utilisation de plaques séparatrices constitue une technique passive prometteuse pour améliorer les performances des échangeurs tout en limitant les pertes énergétiques.

Dans un second temps, une modélisation numérique basée sur la méthode CFD a été réalisée à l'aide du modèle de turbulence RNG k- ϵ . La validation du modèle numérique par comparaison avec des corrélations de référence a montré une bonne concordance des résultats, avec des écarts inférieurs à 5 %, confirmant ainsi la fiabilité de l'approche adoptée.

L'analyse thermo-hydraulique a permis de caractériser les champs de température, de vitesse, de pression et d'énergie cinétique turbulente pour différentes vitesses d'écoulement. Les résultats obtenus ont montré que l'ajout de plaques séparatrices modifie significativement la structure de l'écoulement, réduit les zones de recirculation et améliore le mélange du fluide. Cette modification se traduit par une augmentation du nombre de Nusselt et du flux thermique transféré, tout en influençant les pertes de charge.

L'étude comparative entre les configurations avec et sans plaques séparatrices a confirmé l'intérêt de cette technique d'intensification thermique. Les plaques favorisent une meilleure exploitation de la surface d'échange et conduisent à une amélioration globale des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur.

Dans la dernière partie du travail, un modèle substitut fondé sur des techniques de régression a été développé à partir des résultats CFD. Les équations prédictives obtenues pour le nombre de Nusselt, la perte de charge et la puissance thermique ont montré une excellente capacité de prédiction. Les analyses statistiques, les distributions d'erreurs et les diagrammes de parité ont confirmé la robustesse et la précision du modèle proposé.

L'un des résultats majeurs de cette étude réside dans la réduction considérable du temps de calcul. Alors que l'évaluation de nombreuses configurations par CFD nécessite

plusieurs centaines d'heures de calcul, le modèle substitut permet d'obtenir des prédictions quasi instantanées avec une précision élevée. Cette approche ouvre ainsi la voie à l'optimisation rapide des échangeurs de chaleur et à l'exploration efficace de larges espaces de conception.

En conclusion, ce travail démontre que le couplage entre la mécanique des fluides numérique et les techniques d'intelligence artificielle constitue une stratégie particulièrement efficace pour l'analyse, la prédiction et l'optimisation des performances des échangeurs de chaleur. Cette méthodologie permet de conserver la précision des simulations numériques tout en réduisant fortement les coûts computationnels.

Comme perspectives, il serait intéressant d'étendre cette approche à d'autres géométries d'échangeurs, d'intégrer davantage de paramètres géométriques et opératoires dans la base de données d'apprentissage, ainsi que d'explorer des méthodes d'apprentissage plus avancées telles que les réseaux de neurones artificiels, les modèles d'ensemble ou les approches d'apprentissage guidées par la physique afin d'améliorer encore les capacités de prédiction et d'optimisation des systèmes thermiques complexes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. Roshko. On the drag and shedding frequency of two-dimensional bluff bodies. NACA Technical Note, 3169 :1–30, 1954.
- [2] A. Roshko. Experiments on the flow past a circular cylinder at very high reynolds number. *Journal of Fluid Mechanics*, 10(3) :345–356, 1961. doi : 10.1017/
- [3] A. S. Grove, F. H. Shair, E. E. Petersen, and A. Acrivos. An experimental investigation of the steady separated flow past a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*,
- [4] J. H. Gerrard. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, 25 :401–413, 1966.
- [5] C. J. Apelt, G. S. West, and A. A. Szewczyk. The effects of wake splitter plates on the flow past a circular cylinder in the range $104 < re < 5 \times 10^4$. *Journal of Fluid Mechanics*, 61 :187–198, 1973. doi : 10.1017/S0022112073000649.
- [6] H. Kawai. A discrete vortex analysis of flow around a vibrating cylinder with a splitter plate. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 35 :259–273, 1990. doi : 10.1016/0167-6105(90)90220-7.
- [7] W. C. Park. Numerical investigation of wake flow control by a splitter plate. *KSME International Journal*, 12(1) :123–131, 1998. doi : 10.1007/BF02946540.
- [8] S. Malekzadeh and A. Sohankar. Reduction of fluid forces and heat transfer on a square cylinder in a laminar flow regime using a control plate. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 34 :15–27, 2012. doi : 10.1016/j.ijheatfluidflow.2011.12.008.
- [9] E. M. Sparrow and S. S. Kang. Longitudinally-finned cross-flow tube banks and their heat transfer and pressure drop characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(2) :339–350, 1985. doi : 10.1016/0017-9310(85)90067-5.
- [10] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, S. G. Chakrabarty, and U. S. Wankhede. Experimental and cfd prediction of heat transfer and friction factor characteristics in cross flow tube bank with integral splitter plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104 :964–978, 2017. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.013.
- [11] M. E. Nakhchi and J. A. Esfahani. Numerical investigation of heat transfer enhancement inside heat exchanger tubes fitted with perforated hollow cylinders. *International Journal of Thermal Sciences*, 147 :106153, 2020. doi : 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106153.

- [12] M. E. Nakhchi, J. A. Esfahani, and K. C. Kim. Numerical study of turbulent flow inside heat exchangers using perforated louvered strip inserts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 148 :119143, 2020. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer. 2019.119143.
- [13] M. E. Nakhchi and J. A. Esfahani. Numerical investigation of turbulent cuo–water nanofluid inside heat exchanger enhanced with double v-cut twisted tapes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020. doi : 10.1007/s10973-020-09788-4.
- [14] Kouidri, I.; Dahmani, A.; Furizal, F.; Ma'arif, A.; Mostfa, A.A.; Amrane, A.; Mouni, L.; Sharkawy, A.-N. Artificial Intelligence-Based Techniques for Fouling Resistance Estimation of Shell and Tube Heat Exchanger: Cascaded Forward and Recurrent Models. *Eng* 2025, 6, 85. <https://doi.org/10.3390/eng6050085>.
- [15] N. Sun, S. Zhang, N. Li, F. Zhao, X. Hao, M. He, Z. Li, R. Ma, K. Wang et W.-Q. Tao, "A fast design tool for compact heat exchangers tube geometry to enhance thermohydraulic performance using various AI models," *Expert Systems with Applications*, 2025.
- [16] Ahmed M. Nagib Elmekawy, Alaa A. Ibrahim, Abdalrahman M. Shahin, Sara Al Ali, and Gasser E. Hassan. Performance enhancement for tube bank staggered configuration heat exchanger – cfd study. *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification*, 164 :108392, 2021. doi : 10.1016/j.cep.2021.108392.
- [17] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8th ed., Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2017.