

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



## MÉMOIRE DE FIN DE CYCLE

Pour l'obtention du Diplôme de Master

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Énergétique

### Thème

ÉTUDE NUMÉRIQUE DE L'INFLUENCE DE  
L'ONDULATION DES TUBES SUR LES  
PERFORMANCES D'UN ÉCHANGEUR DE  
CHALEUR DE TYPE TUBES ET CALANDRE

Préparé par :

TEGGOUR Riad

Soutenu publiquement le : .. / 07 / 2022, devant le jury composé de :

M. BOUREGUIG Kada	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. SAD CHEMLOUL Nour-Eddine	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. MEKROUSSI Said	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2021 – 2022

**TABLE DES MATIERES**

<i>Table des matières</i>	<i>i</i>
<i>Liste des figures et tableaux</i>	<i>iii</i>
<i>Nomenclature</i>	<i>vi</i>
<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	<b>1</b>
<b>1 GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	<b>2</b>
<b>1.1 Problématique industrielle</b>	<b>3</b>
<b>1.2 Objectif</b>	<b>3</b>
<b>1.3 Bibliographie</b>	<b>3</b>
1.3.1 Standardisation TEMA	3
1.3.2 Travaux antérieurs	7
<b>1.4 Notions de transfert de chaleur</b>	<b>9</b>
1.4.1 Conduction	9
1.4.2 Convection	10
1.4.3 Rayonnement	13
<b>1.5 Généralités sur les échangeurs de chaleur</b>	<b>14</b>
1.5.1 Applications	14
1.5.2 Classification des échangeurs de chaleur	15
<b>1.6 Conclusion</b>	<b>19</b>
<b>2 PROBLEMATIQUE ET METHODOLOGIE</b>	<b>20</b>
<b>2.1 Description du problème</b>	<b>21</b>
2.1.1 Description géométrique	21
2.1.2 Description hydrau-thermique	23
2.1.3 Approche méthodologique	24
<b>2.2 Méthodologie de résolution</b>	<b>25</b>
2.2.1 Modélisation mathématique	25
<b>2.3 Méthodes numériques</b>	<b>28</b>
2.3.1 Méthode des volumes finis	28
2.3.2 Algorithme de résolution	30
2.3.3 Conditions aux limites	31

<b>2.4</b>	<b>Protocole</b>	<b>32</b>
2.4.1	Logiciels	32
2.4.2	Maillage	32
2.4.3	Validation	37
<b>2.5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>39</b>
<b>3</b>	<b>RESULTATS ET DISCUSSION</b>	<b>40</b>
<b>3.1</b>	<b>Distribution des températures</b>	<b>41</b>
3.1.1	Contours des températures	41
3.1.2	Observations	43
3.1.3	Analyse	43
<b>3.2</b>	<b>Lignes de courant</b>	<b>44</b>
3.2.1	Contours	44
3.2.2	Observations	46
3.2.3	Analyse	46
<b>3.3</b>	<b>Températures de sortie</b>	<b>47</b>
<b>3.4</b>	<b>Flux thermique</b>	<b>48</b>
3.4.1	Observations	48
3.4.2	Analyse	48
<b>3.5</b>	<b>Pertes de charges</b>	<b>49</b>
3.5.1	Observations	49
3.5.2	Analyse	49
<b>3.6</b>	<b>Ratio gain/pertes</b>	<b>50</b>
<b>3.7</b>	<b>Conclusion</b>	<b>51</b>
<b>4</b>	<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES</b>	<b>52</b>
	<b>RÉFÉRENCES</b>	<b>55</b>
	<b>ANNEXE</b>	<b>56</b>

Liste des Figures

*Figure 1.1 Désignation standardisée des éléments d'un échangeur de chaleur tubes/calandre selon TEMA [1]* \_\_\_\_\_ 4

*Figure 1.2 Quelques dispositions de chicane dans un échangeur de chaleur tubes/calandre cités par TEMA [1]* \_\_\_\_\_ 5

*Figure 1.3 Illustration des pass Côte calandre et coté tubes dans un échangeur de chaleur de type tubes/calandre* \_\_\_\_\_ 6

*Figure 1.4 Illustration des dispositions les plus fréquente pour les échangeurs à faisceaux tubulaires* \_\_\_\_\_ 6

*Figure 1.5 Configurations géométriques étudiés dans l'article [2]* \_\_\_\_\_ 7

*Figure 1.6 Configurations géométriques étudiées dans l'article [4]* \_\_\_\_\_ 8

*Figure 1.7 Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants [5].*  
\_\_\_\_\_ 15

*Figure 1.8 Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire o a plaque à contre-courant [5].* \_\_\_\_\_ 15

*Figure 1.9 Exemples d'échangeurs à courants croisés [5].* \_\_\_\_\_ 16

*Figure 1.10 Echangeur de chaleur Tubes/calandre* \_\_\_\_\_ 18

*Figure 1.11 Illustration d'un échangeur de chaleur à plaque et joints [7].* \_\_\_\_\_ 18

*Figure 1.12 Tour de refroidissement de la centrale nucléaire de Belleville en France* \_\_\_\_\_ 19

*Figure 2.1 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=4$*  \_\_\_\_\_ 22

*Figure 2.2 Illustration des débits entrant dans la calandre en flèches bleues et sortant d'elle en flèches rouges* \_\_\_\_\_ 23

*Figure 2.3 Maillage d'un demi disque par différences finis [15]* \_\_\_\_\_ 29

*Figure 2.4 Maillage d'un demi disque par volumes finis [15]* \_\_\_\_\_ 29

*Figure 2.5 Schéma représentant la discrétisation par volumes finis* \_\_\_\_\_ 30

*Figure 2.6 Vue isométrique de la calandre maillée* \_\_\_\_\_ 32

*Figure 2.7 Coupe latérale zoomée sur le maillage de la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$*   
\_\_\_\_\_ 33

*Figure 2.8 Coupes latérale et frontale zoomée sur le maillage de la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$*  \_\_\_\_\_ 33

*Figure 2.9 Profil de vitesses d'un écoulement turbulent [17]* \_\_\_\_\_ 34

<i>Figure 2.10 Illustration du profil de vitesse d'un écoulement turbulent dans une échelle logarithmique (courbe rouge) [17].</i>	35
<i>Figure 2.11 Distribution de <math>Y^+</math> le long des tubes ondulés</i>	36
<i>Figure 2.12 Vue latérale de la géométrie de validation</i>	37
<i>Figure 2.13 Vue de face de la géométrie de validation</i>	38
<i>Figure 2.14 Vue isométrique de la géométrie de validation</i>	38
<i>Figure 2.15 Courbes de convergence de la configuration de validation</i>	39
<i>Figure 3.1 Distribution des températures à travers de la calandre de configuration <math>R=20</math>, Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement (<math>x=0,25</math> m ; <math>x=0,5</math> m ; <math>x=0,75</math> m) en bas.</i>	41
<i>Figure 3.2 Distribution des températures à travers de la calandre de configuration <math>R=20+2\sin(x/8)</math>, Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement (<math>x=0,25</math> m ; <math>x=0,5</math> m ; <math>x=0,75</math> m) en bas.</i>	41
<i>Figure 3.3 Distribution des températures à travers de la calandre de configuration <math>R=20+4\sin(x/8)</math>, Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement (<math>x=0,25</math> m ; <math>x=0,5</math> m ; <math>x=0,75</math> m) en bas.</i>	42
<i>Figure 3.4 Distribution des températures à travers de la calandre de configuration <math>R=20+8\sin(x/8)</math>, Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement (<math>x=0,25</math> m ; <math>x=0,5</math> m ; <math>x=0,75</math> m) en bas.</i>	42
<i>Figure 3.5 Distribution des températures à travers de la calandre de configuration <math>R=20+8\sin(x/8)</math>, Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement (<math>x=0,25</math> m ; <math>x=0,5</math> m ; <math>x=0,75</math> m) en bas.</i>	43
<i>Figure 3.6 Lignes de courant à travers de la calandre de configuration <math>R=20</math>, coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.</i>	44
<i>Figure 3.7 Lignes de courant à travers de la calandre de configuration <math>R=20+2\sin(x/8)</math>, coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.</i>	44
<i>Figure 3.8 Lignes de courant à travers de la calandre de configuration <math>R=20+4\sin(x/8)</math>, coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.</i>	45
<i>Figure 3.9 Lignes de courant à travers de la calandre de configuration <math>R=20+6\sin(x/8)</math>, coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.</i>	45
<i>Figure 3.10 Lignes de courant à travers de la calandre de configuration <math>R=20+8\sin(x/8)</math>, coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.</i>	46
<i>Figure 3.11 Températures moyenne de sortie en fonction de l'amplitude des ondulations <math>n</math></i>	47
<i>Figure 3.12 Flux de chaleur échangé entre les tubes et le fluide de la calandre en fonction de l'amplitude des ondulations</i>	48

---

## *Liste des Figures et Tableaux*

---

<i>Figure 3.13 Pertes de charges entre l'entrée et la sortie de la calandre en fonction de l'amplitude des ondulations</i>	49
<i>Figure 3.14 Recirculation entre le point de détachement et rattachement de la couche limite générée par l'ondulation [18]</i>	50
<i>Figure 3.15 Ratio gain/perte en fonction de l'amplitude des ondulations</i>	51
<i>Figure A.1 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec <math>n=0</math></i>	51
<i>Figure A.2 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec <math>n=2</math></i>	51
<i>Figure A.3 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec <math>n=4</math></i>	51
<i>Figure A.4 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec <math>n=6</math></i>	51
<i>Figure A.5 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec <math>n=8</math></i>	51

## *Liste des Tableaux*

<i>Tableau 2-1 Propriétés thermo-physiques de l'eau liquide [9]</i>	23
<i>Tableau 2-2 Paramètres géométriques, thermiques et hydrauliques du cas de validation</i>	37
<i>Tableau 2-3 Résultats obtenus par la présente étude et ceux de Ozden [10]</i>	39

<i>Symbole</i>	<i>Définition</i>	<i>Unité</i>
<i>Majuscule Grec</i>		
$\Delta s$	Epaisseur de la première couche de maillage en contact avec une paroi	[m]
$\Theta$	Température adimensionnée	-
$\Phi$	Flux de chaleur total	[W]
$\Omega$	Source de chaleur interne	[W/m <sup>3</sup> ]
<i>Minuscules Grec</i>		
$\alpha$	Diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique	[K <sup>-1</sup> ]
$\varepsilon$	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\epsilon$	Facteur d'émissivité de rayonnement	-
$\lambda$	Coefficient de conduction thermique	[W/m.K]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pa.s]
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente	[Pa.s]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\xi$	Composante spatiale adimensionnée	-
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Flux de chaleur surfacique	[W/m <sup>2</sup> ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma \approx 5,67 \times 10^{-8}$ )	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
<i>Majuscules Latin</i>		
$A$	Aire	[m <sup>2</sup> ]
$A_r$	Aire rayonnante	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Capacité thermique	[J/kg.K]
$D_h$	Diamètre hydraulique	[m]
$I$	Intensité turbulente	-
$L_{ref}$	Longueur de référence	[m]
$M$	Vecteur position	[m]
$P$	Périmètre	[m]
$P_b$	Production de l'énergie cinétique turbulente par effet de flottabilité	[Pa/s]

---

## *Nomenclature*

---

$P_k$	Production de l'énergie cinétique turbulente	[Pa/s]
$Q_m$	Débit massique	[kg/s]
$R$	Rayon des tubes	[m]
$R_0$	Rayon nominale des tubes	[m]
$R_{ij}$	Tenseur de Reynolds	[Pa/m]
$S$	Norme du tenseur des taux de déformation	[1/s]
$S_\varepsilon$	Source interne de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[Pa/s <sup>2</sup> ]
$S_{ij}$	Tenseur des taux de déformation	[1/s]
$T$	Température	[K]
$T_{fluide}$	Température du fluide	[K]
$T_{paroi}$	Température de la paroi	[K]
$T_{tubes}$	Température des tubes	[K]
$U_0$	Vitesse moyenne d'écoulement	[m/s]
$V$	Vecteur de vitesse	[m/s]
$Y^+$	Épaisseur adimensionnée de la couche limite	-
$Y_M$	Dissipation interne de l'énergie cinétique turbulente	[Pa/s]

### *Minuscules Latin*

$h$	Coefficient de convection thermique	[W/m <sup>2</sup> K]
$k$	Energie cinétique turbulente	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$n$	Amplitude de l'ondulation	-
$t$	Variable de temps	[s]
$u$	Vitesse	[m/s]
$\bar{u}$	Vitesse moyenne temporelle	[m/s]
$u'$	Vitesse fluctuante	[m/s]
$u_\tau$	Vitesse de frottement	[m/s]
$x$	Variable longitudinale spatiale	[m]

### *Indices*

$e$	Entrée	-
$i, j$	Composante spatiale vectorielle (1,2,3)	-
$min$	Minimum	-
$max$	Maximum	-
$s$	Sortie	-

## *Nombres adimensionnels*

<i>Gr</i>	Nombre de Grashof	-
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	-
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl	-
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	-
<i>Re<sub>cr</sub></i>	Nombre de Reynolds critique	-
<i>Ri</i>	Nombre de Richardson	-

## *Abréviations*

<i>Fréq</i>	Fréquence d'ondulation des tubes	-
<i>TEMA</i>	Tubular Exchanger Manufacturers Association	-

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

---

L'utilisation des échangeurs de chaleur de type Tubes & Calandre est très fréquente dans divers secteurs industriels pour diverses applications. Ils sont mêmes considérés comme étant les plus présents car ces derniers peuvent supporter de grandes gammes de pressions et de températures extrêmes.

Leur facilité de maintenance est un point supplémentaire qui incite les industriels de choisir ce type d'échangeur. Par contre dans certaines mesures, ces derniers peuvent s'avérer très encombrant et de nos jours l'optimisation de l'espace est un paramètre que tout ingénieur et industriel doit prendre en considération.

Il est à noter aussi que les objectifs d'un échangeur de chaleur quel qu'il soit se traduisent en une seule phrase

« Obtenir un débit d'un état physique à une température de sortie »

Pour palier à cette problématique, plusieurs solutions ont été mises en place pour augmenter la variation de la température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur. Parmi elles la disposition de chicanes par exemple qui est devenue un standard de l'industrie.

Dans le cas présent, c'est l'utilisation de parois ondulées qui sera mise à l'étude, pour définir l'influence de ces dernières sur le flux thermique et les pertes de charges dans l'échangeur.

La structure de ce travail est établie sur trois principaux chapitres suivis d'un quatrième qui fera office de conclusion générale :

Le premier chapitre sera le corps théorique de l'étude et présentera les différentes notions qui seront mises en application pour l'étude. Il traitera des modes de transfert thermique, les échangeurs de chaleur (applications & classification) et quelques travaux antérieurs.

Dans le second chapitre, il y sera question de la mise en avant de la problématique traitée ainsi que les méthodes d'approche et de résolution de cette dernière. De brèves définitions sur la méthode des volumes finis, les équations de Navier-Stokes et le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  seront aussi comprises dans ce chapitre.

Les résultats obtenus seront présentés dans le troisième chapitre et y seront discutés avec les conclusions obtenues à partir de ces derniers.

Une conclusion générale clôturera ce travail en résumant tout le corps du document avec des perspectives de travaux à effectuer pour l'avenir qui iront dans la continuité de ce dernier.

## *1 Généralités et revue bibliographique*

## 1.1 Problématique industrielle

Les échangeurs de chaleur de type tubes et calandre sont les plus fréquents en industrie par leur robustesse, la plage de débits et la gamme de fluides tolérés ainsi que leur facilité de conception et de maintenance.

Ces qualités en font d'eux des choix privilégiés pour des applications mettant en œuvre des fluides agressifs (acides, corrosifs, impures...) et/ou des débits importants d'utilisation.

Leur principal inconvénient est dû à leur simplicité de conception. Ce qui implique que ce type d'échangeur de chaleur est dans certaine proportion très encombrant.

Pour cette raison des investigations œuvrant à améliorer les performances de ces échangeurs de chaleur à travers des modifications géométriques ou fluidiques ont été effectuées.

L'utilisation de parois ondulées pourrait être une solution car cette dernière a fait ses preuves pour de nombreuses applications de convection thermique. Mais cette dernière n'a pas encore à ce jour été testée numériquement sur les performances thermiques de la calandre.

## 1.2 Objectif

L'objectif à travers ce travail est d'évaluer numériquement l'influence de l'ondulation des tubes sur la convection thermique effectuée entre la surface extérieure des tubes et le fluide qui coule à l'intérieur de la calandre.

Les paramètres qui seront mis en avant en résultats sont co-dépendants : la température de sortie et le flux de chaleur total échangé.

## 1.3 Bibliographie

### 1.3.1 Standardisation TEMA

Avant de se lancer dans un travail de recherche ou d'ingénierie sur les échangeurs de chaleur de type tubes et calandre il est impératif de consulter en premier lieu les solutions et modélisations proposées par **TEMA** (Tubular Exchanger Manufacturers Association) [1] qui est une standardisation et normalisation internationale de la conception de ces échangeurs de chaleur.

Cette dernière est un catalogue fondé sur les recherches les plus pertinentes et utilisées sur les plans thermique, hydraulique et mécanique mis à jour en fonction de l'actualité et de l'avancement des recherches sur le sujet (Aujourd'hui à sa 10e édition de publication) et présente les configurations types définis par 3 lettres.

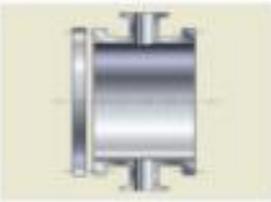
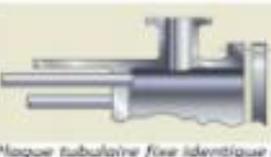
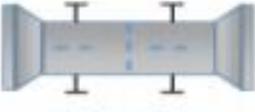
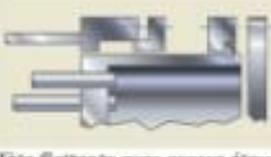
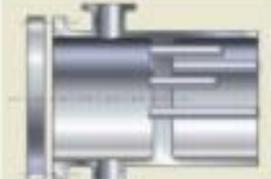
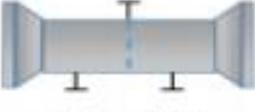
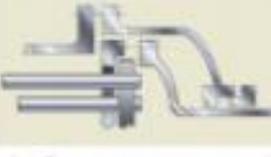
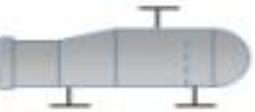
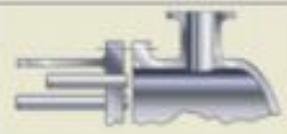
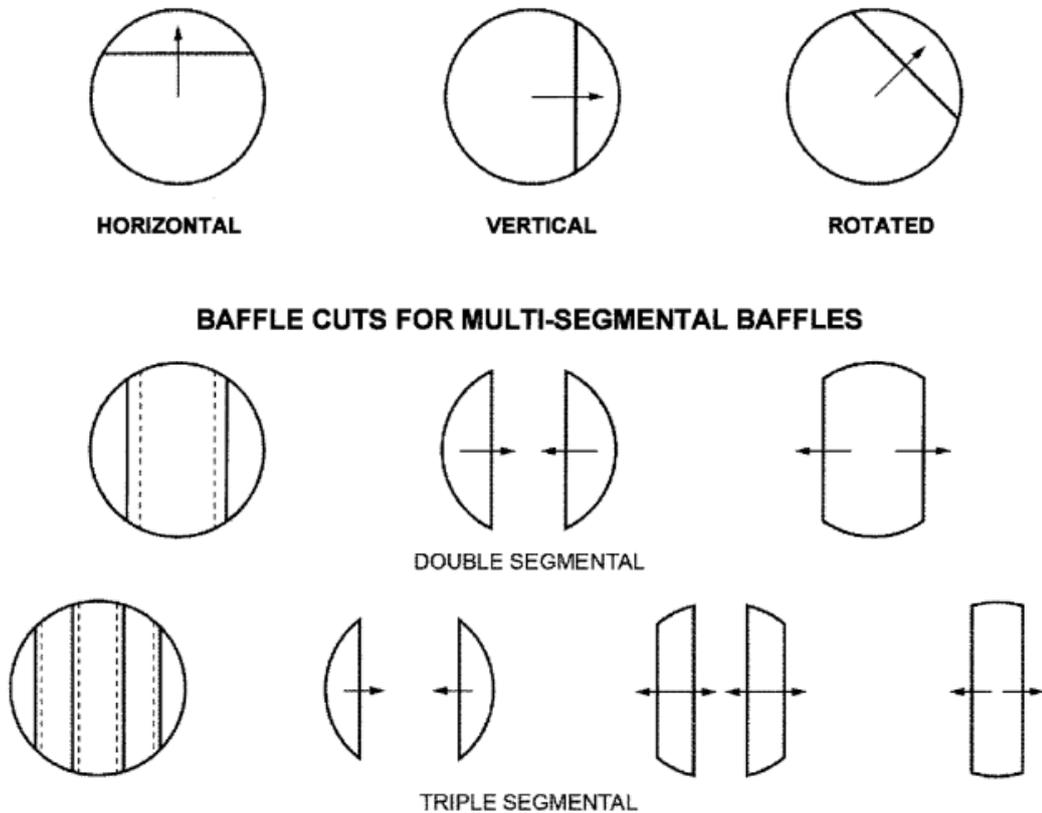
Type de chambre de distribution	Type de calandre	Type de tête flottantes et de fond de calandre
<b>A</b>  Chambre avec couvercle démontable	<b>G</b>  Flux divisé	<b>N</b>  Plaque tubulaire fixe identique au type C chambre
<b>B</b>  Chambre à fond et bride monobloc	<b>H</b>  Double Flux divisé	<b>P</b>  Tête flottante avec presse-étoupe extérieur
<b>C</b>  Chambre monobloc avec plaque tubulaire et couvercle démontable	<b>J</b>  Flux divisé à deux sorties	<b>S</b>  Tête flottante avec couronne de fixation en deux éléments
	<b>K</b>  Rebouilleur type chaudière	
	<b>Type de tête flottantes et de fond de calandre</b>	
	<b>L</b>  Plaque tubulaire fixe identique au type A chambre	<b>T</b>  Tête flottante avec passage libre
<b>Type de calandre</b>	<b>M</b>  Plaque tubulaire fixe identique au type B chambre	<b>U</b>  Faisceau tubulaire avec tubes en épingles U
<b>E</b>  Une passe calandre		<b>W</b>  Tête flottante avec joint type lanterne
<b>F</b>  Deux passes calandre avec chicane longitudinale		

Figure 1.1 Désignation standardisée des éléments d'un échangeur de chaleur tubes/calandre selon TEMA [1]

Elle est considérée comme la documentation de l'ingénieur chargé de choisir et dimensionner un échangeur de chaleur tubes/calandre pour une industrie.

Parmi les classes de configurations œuvrant à optimiser l'échange de chaleur expliquées dans le manuel de la norme TEMA :

**Ajout et disposition de chicanes** : il a été révélé que la pose de chicanes améliore considérablement le transfert thermique dans un échangeur Tubes/Calandre doublée d'une stabilisation des tubes contraints aux vibrations.



*Figure 1.2 Quelques dispositions de chicane dans un échangeur de chaleur tubes/calandre cités par TEMA [1]*

**Nombre de pass** : Une passe est une traversée d'une extrémité à l'autre du fluide dans l'échangeur, ils sont aussi présents sur les tubes que sur la calandre.

Plus un échangeur comporte de pass coté tube ou coté calandre, plus le taux d'échange thermique est élevé dû au temps de transit décuplé pour un même volume global de l'échangeur.

Cette solution est par contre très marquée par les pertes de charges ainsi qu'une division proportionnelle au nombre de pass des débits d'écoulement.

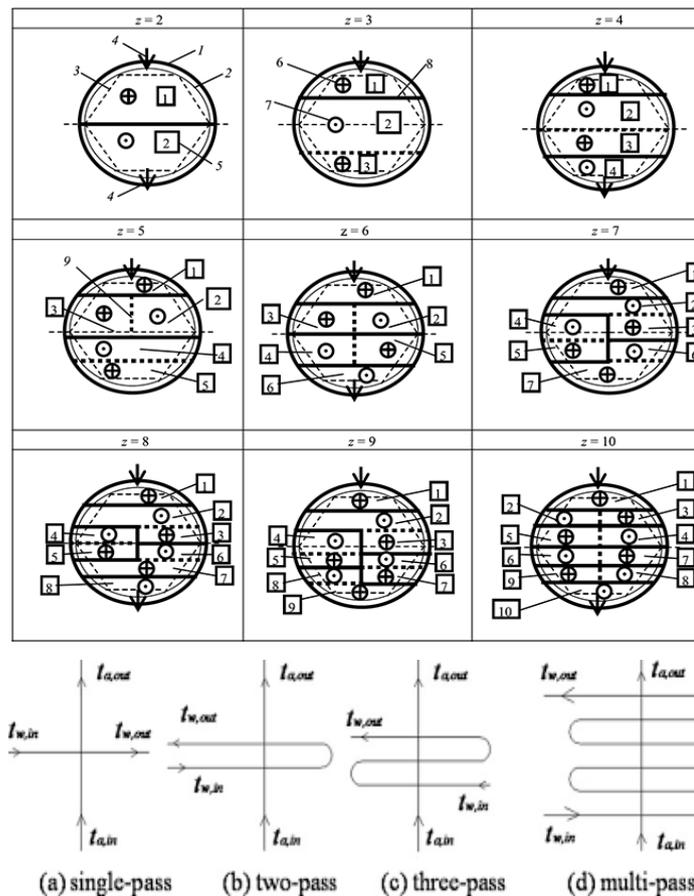


Figure 1.3 Illustration des pass Côte calandre et coté tubes dans un échangeur de chaleur de type tubes/calandre

**Disposition des tubes :** En ligne ou croisés, cette disposition sert essentiellement pour les échangeurs de chaleur en mode courants croisés.

Il a été remarqué que la disposition en triangle est favorable pour une optimisation hydrothermique des échangeurs de chaleur à courant croisé.

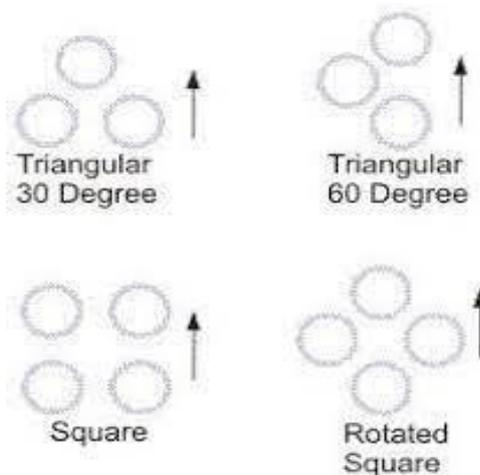


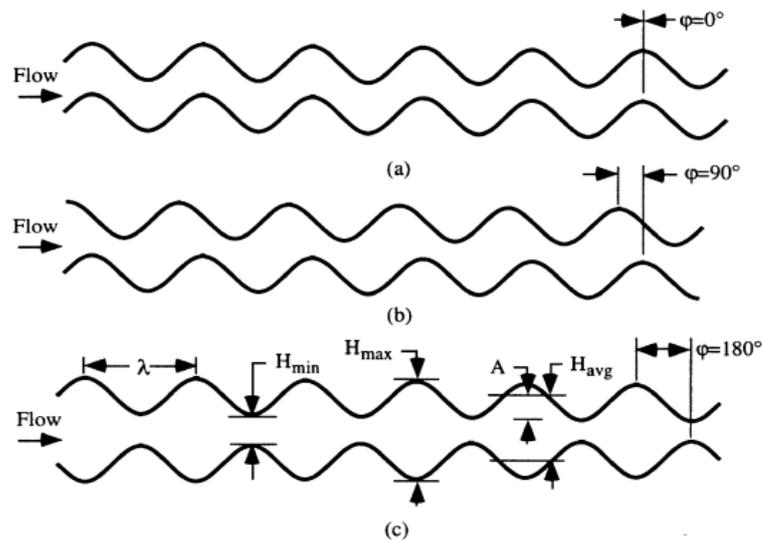
Figure 1.4 Illustration des dispositions les plus fréquente pour les échangeurs à faisceaux tubulaires

### 1.3.2 Travaux antérieurs

**T.A. Rush & Al [2]** ont étudié expérimentalement l'influence des ondulations sur le taux de mélange et le transfert thermique à l'intérieur d'une conduite tubulaire. Ils ont fait varier la phase de l'ondulation entre la partie supérieure et inférieure ( $0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ$ ) des deux bords du profil ondulé. Les écoulements furent variés d'un nombre de Reynolds entre  $\sim 100$  et  $\sim 800$ .

Leur conclusion est une amélioration du transfert thermique due aux perturbations générées par les ondulations.

Ils constatent aussi une prononciation de l'amélioration pour les nombres de Reynolds élevés dans la configuration à  $180^\circ$  de phase.



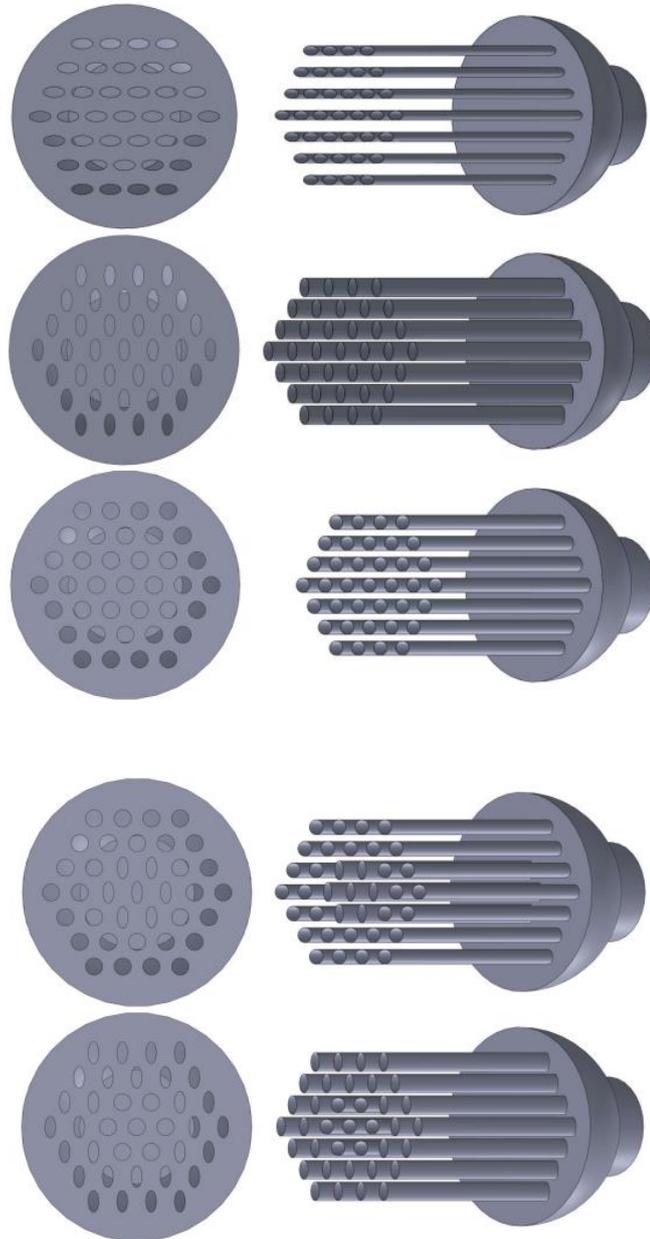
*Figure 1.5 Configurations géométriques étudiées dans l'article [2]*

**A.A. Shrikant & Al [3]** ont comparé numériquement différentes configurations de chicanes (Mono-segment, Bi-segments, Tri-segments, hélicoïdale, En fleurs horizontales/verticales, En fleurs inclinées), disposées dans un échangeur de chaleur de type tubes/calandre afin d'évaluer l'efficacité d'échange thermique côté calandre.

Leurs conclusions sont les suivantes :

- Les chicanes en double segments sont préférables à celles en mono-segment avec une température de sortie inférieure et une réduction de 25% à 30% des pertes de charges.
- Les chicanes hélicoïdales montrent une réduction de 30% à 35% des pertes de charges contre 40% de réduction du taux de transfert thermique par rapport aux chicanes mono-segment.
- Les chicanes en triple segments sont inefficaces.
- Les chicanes en fleurs réduisent de 25% à 35% les pertes de charges quand au taux global d'échange thermique est diminué de 30 à 35% par rapport aux chicanes mono-segment.
- Les chicanes en fleurs horizontales/verticales sont meilleures que celles inclinées.

M.R. Safarian & Al [4] ont étudié des configurations de tubes de sections différentes et des combinaisons entre elles.



*Figure 1.6 Configurations géométriques étudiées dans l'article [4]*

Ils ont trouvé que la configuration avec des tubes elliptiques à la périphérie et tubes cylindriques au centre offrait une net amélioration du transfert de chaleur pour les nombres de Reynolds élevé.

Ils trouvent aussi que les pertes de charges sont maximales dans cette configuration pour la partie du fluide qui coule dans la calandre et est élevée pour la partie qui coule dans les tubes.

## 1.4 Notions de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est un phénomène physique décrit aux échelles supérieures à celle mésoscopique, à partir de laquelle la notion de chaleur et de température ont un sens physique.

Le phénomène est induit par une différence de température entre deux milieux, de telle sorte que comme décrit par la seconde loi de la thermodynamique, le milieu chaud cède de l'énergie thermique au milieu plus froid afin d'approcher ou atteindre dans la mesure du possible l'équilibre thermique.

Les modèles mathématiques physiques du phénomène décrivent la cinétique de l'énergie thermique (flux de chaleur) à partir des températures du système. On modélise la distribution des températures dans un milieu continu par l'équation de chaleur.

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \vec{\nabla} T \right) = \nabla \left[ \lambda(T) \vec{\nabla} T \right] + \Omega(\vec{M}) \quad (1.1)$$

Cette équation est la forme générale de la distribution des températures dans un milieu continu et regroupe tous les modes de transfert de chaleur. Le transfert thermique peut s'effectuer par trois modes : **Conduction, Convection, Rayonnement.**

En réalité les trois modes de transfert thermique coexistent dans tous les phénomènes de transfert de chaleur dans un milieu continu, mais pour des raisons pratiques on peut considérer un seul mode dans la mesure où son influence est si marquée par rapport aux autres que l'on peut les négliger.

### 1.4.1 Conduction

On parle de conduction lorsque le transfert thermique s'effectue au sein d'un bloc solide mono ou poly-composants (constitué d'un seul ou de plusieurs éléments de matière). Le modèle mathématique qui décrit le phénomène est la loi de Fourier qui s'énonce comme suit :

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad (1.2)$$

Le flux thermique est proportionnel au gradient des températures et la capacité du matériau à conduire cette chaleur. Le signe est conventionnel pour accorder le vecteur du flux avec le gradient de températures qui est négatif.

Lorsqu'un phénomène est contraint à une conduction simple, l'équation de la chaleur se simplifie de telle sorte que le terme convectif s'annule et prend la forme suivante :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left[ \lambda(T) \vec{\nabla} T \right] + \Omega(\vec{M}) \quad (1.3)$$

### 1.4.2 Convection

À l'inverse de la conduction simple qui s'effectue au sein d'un bloc solide, la convection thermique est un mode de transfert de chaleur qui est induite par le contact entre un fluide en mouvement avec une surface solide.

La quantification du flux de chaleur résultant est décrite par la loi de Newton :

$$\varphi = h(T_{\text{fluide}} - T_{\text{paroi}}) \quad (1.4)$$

Etant donné que le coefficient de convection thermique «  $h$  » n'est pas une propriété intrinsèque du matériau (fluide ou solide), il est cependant variable selon le cas de figure, et rend donc la détermination de cette valeur assez complexe.

Une approche adimensionnelle fondée sur les lois de similitude est adoptée pour résoudre le problème.

Le nombre adimensionnel à déterminer est le nombre de Nusselt. Ce dernier est le ratio entre le flux de chaleur convectif et le flux conductif à la surface de contact. Et après simplification, l'équation finale de ce dernier se met sous la forme :

$$Nu = \frac{hL_{\text{ref}}}{\lambda} \quad (1.5)$$

$$Nu = \left. \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} \quad (1.6)$$

$$\text{Tel que} \quad \Theta = \frac{T - T_{\text{min}}}{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}} \quad (1.7)$$

Et  $\xi$  est la composante spatiale adimensionnée parallèle au vecteur du flux thermique.

Pratiquement, la détermination du nombre de Nusselt diffère selon le protocole opératoire emprunté. Si l'on tente de le déterminer numériquement via la Dynamique des Fluides Numérique (CFD), on utilise simplement une approximation linéaire de l'équation (1.6) au 1<sup>er</sup> élément de volume de contact, pour cela il faut raffiner le maillage assez pour que le résultat soit le plus précis possible.

Analytiquement il est impossible de résoudre ce système d'équation, à cause du nombre important dont dépend le nombre de Nusselt, pour cela il faut définir d'abord ces variables.

$Nu(\rho, Cp, \lambda, L_{ref}, T, \mu, \beta, U_0)$ , même si l'on posait des modèles expérimentaux à cette échelle-là, ils ne seraient en fait pas pratique car la moindre variation de l'une des 8 variables fausserais complètement le résultat.

La dépendance du nombre de Nusselt doit donc être réduite à moins de variables pour pouvoir établir des modèles plus globaux.

En combinant ces données, d'autres nombres adimensionnels fondés sur les lois de similitude interviennent. Et ce n'est qu'à partir de là où l'on arrive à résoudre le problème en réduisant le nombre de variable de 8 à seulement 2 variables.

- $Nu(Re, Pr) \longrightarrow$  Convection Forcée
- $Nu(Gr, Pr) \longrightarrow$  Convection Naturelle
- $Nu(Ri, Pr) \longrightarrow$  Convection Mixte

La seule solution possible pour résoudre une équation à deux variables résulte d'une approche corrélative qui trouve sa forme sur des bases empirique qui permettent de résoudre le problème pour certaines configurations d'application.

En fonction du moteur de convection on utilise l'une des trois relations pour calculer le nombre de Nusselt.

#### 1.4.2.1 La convection forcée

On parle de convection forcée lorsque le potentiel d'écoulement est généré par une résultante de forces inertielles. L'intensité de cette dernière est définie par le nombre de Reynolds qui est le ratio entre les forces inertielles sur les forces visqueuses. Son expression mathématique est sous la forme

$$Re = \frac{\rho U_0 L_{ref}}{\mu} \quad (1.8)$$

Le nombre de Reynolds quantifie la capacité d'un fluide à s'écouler en dépit des forces visqueuses qui font office de résistance à l'écoulement. Il permet aussi de définir le régime d'écoulement du fluide en contact avec une surface solide. Son caractère adimensionnel fait qu'il ne dépendes pas d'une échelle de grandeur et en fait donc un paramètre de référence pour la détermination de la turbulence. Néanmoins, il ne reste pas moins soumis à des limitations de tel sorte que sa valeur critique (frontière entre régime laminaire et turbulent) dépend de la géométrie du solide et du contexte et sens de l'écoulement par rapport à cette dernière (géométrie).

Les deux situations de références sont :

- Écoulement à l'intérieur d'une conduite :  $2000 \leq \text{Re}_{\text{cr}} \leq 4000$  avec  $L_{\text{ref}}$  est le diamètre hydraulique de la conduite ( $D_h = 4A/P$ ).
- Écoulement le long d'une plaque plane :  $\text{Re}_{\text{cr}} = 5 \times 10^5$ .

On parle généralement d'écoulements internes et externes.

Certains paramètres peuvent être favorables à l'augmentation de la turbulence comme par exemple la rugosité d'une surface, chicanes ou la présence de courbes prononcées (écoulement autour d'un disque, surface ondulée...).

D'autres au contraire élargissent la plage du régime laminaire. Pour le cas des écoulements externe on parle de profils dits « laminaires ».

### 1.4.2.2 La convection naturelle

Lorsque le mouvement d'un fluide est généré par une différence de densité qui dépend elle-même de la température locale, la poussée d'Archimède en est la force principale. Si ce fluide échange de la chaleur avec une ou plusieurs surfaces, on parle de convection naturelle.

Cette dernière est caractérisée par l'usage du nombre de Grashof qui quantifie le ratio entre la force générée par la poussée d'Archimède et les forces visqueuses. Son expression mathématique est sous la forme

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L_{\text{ref}}^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (1.9)$$

### 1.4.2.3 La convection mixte

Dans le cas où le mouvement du fluide est généré par une résultante des forces inertielles et la poussée d'Archimède, on parle de convection mixte car elle est à la fois naturelle et forcée. Le nombre de Richardson qui est le ratio entre l'énergie potentielle et l'énergie cinétique quantifie la proportion de la contribution de chacun de ces moteurs dans mouvement du fluide. Son expression mathématique est sous la forme

$$Ri = \frac{Gr}{\text{Re}^2} \quad (1.10)$$

On considère que la convection est mixte si  $0.1 \leq Ri \leq 10$ .

#### 1.4.2.4 Le nombre de Prandtl

En hommage à son créateur **Ludwig Prandtl** ;

Ce nombre est le rapport entre la diffusivité de la quantité du mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (viscosité thermique) [8]. Son expression mathématique est sous la forme

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (1.11)$$

Ce paramètre permet de d'associer les phénomènes thermiques et hydrauliques de manière quantitative.

#### 1.4.3 Rayonnement

Le rayonnement thermique est le troisième mode de transfert de chaleur. Contrairement à la conduction et la convection qui exigent un milieu matériel pour s'effectuer, le rayonnement thermique permet la propagation de l'énergie thermique dans le vide.

On dit qu'un rayon lumineux est porteur d'énergie thermique lorsque sa longueur d'onde est comprise entre 0,1  $\mu\text{m}$  et 100  $\mu\text{m}$ . Ce spectre lumineux s'étend des micro-ondes aux ondes ultraviolettes et englobe l'ensemble du spectre visible.

La quantification du flux thermique émis par un corps rayonnant est modélisée par la loi de Stephan-Boltzmann

$$\Phi = \sigma \epsilon A_s T^4 \quad (1.12)$$

Un rayon lumineux incident sur un corps peut être réfléchi, réfracté ou absorbé. Plus un corps absorbe de la lumière, plus ce dernier se rapproche du corps noir (absorbe et diffuse toute la lumière). Plus il en réfléchit, plus il se rapproche du corps blanc (réfléchit toute la lumière). Plus il en réfracte, plus il se rapproche du corps transparent. L'émissivité «  $\epsilon$  » d'un corps est un facteur compris entre 0 et 1 qui détermine le taux d'émission lumineuse d'un corps gris par rapport à un corps noir. Il est à noter que l'émissivité est un facteur égal au facteur d'absorption.

Pour un corps supposé noir, la loi de Wien démontre que l'intensité d'une longueur d'onde émise est proportionnelle à la température de ce dernier.

## 1.5 Généralités sur les échangeurs de chaleur

Dans toutes les applications thermiques où un transfert de chaleur doit être effectué, on trouve des échangeurs de chaleur.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs dont l'objectif de conception est un échange thermique entre deux fluides sans que ces derniers ne soient mélangés.

Il existe aussi les échangeurs dits à ailettes qui permettent un échange thermique entre un fluide et un solide.

Leur principe de fonctionnement est une mise en contact thermique entre deux milieux à différentes températures afin que le plus chaud cède de l'énergie thermique à l'autre.

Les paramètres physiques faisant l'objectif à atteindre sont une (des) température(s) et un (des) état(s) de sortie de l'échangeur dans certaines applications ou une quantification du flux de chaleur échangé pour d'autres lorsqu'on veut par exemple maintenir un objet soumis à une source thermique à une température constante.

### 1.5.1 Applications

Les échangeurs de chaleur dominent un large éventail d'applications allant des équipements domestiques aux centrales nucléaires.

#### Applications domestiques

- Réfrigérateurs
- Chauffage et la climatisation
- Chauffe-eau sanitaire

#### Applications Industrielle

- Industries de production d'électricité : évaporateurs, condenseurs, régénérateurs.
- Industries gazo-pétrolières : refroidissement et condensation du gaz ...
- Industries agroalimentaires : pasteurisation, réfrigération/congélation ...
- Industries automobiles : refroidissement du moteur.
- Industries aérospatiales : refroidissement de la tuyère + vaporisation des ergols.
- Industries pharmaceutiques : procédés de fabrication et stockage des médicaments....

On trouve aussi les échangeurs de chaleur dans les systèmes de conversion d'énergie via des sources renouvelables notamment pour les centrales géothermiques et les installations solaires thermiques et thermodynamiques.

### 1.5.2 Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont classés selon différents critères de sélection.

#### 1.5.2.1 Classification par sens d'écoulement

##### A) Les échangeurs à co-courant

Le sens d'écoulement des deux fluides est parallèle et dans la même direction. La particularité de ces échangeurs est l'existence d'une température théorique limitante comprise entre les deux températures d'entrée des deux fluides.

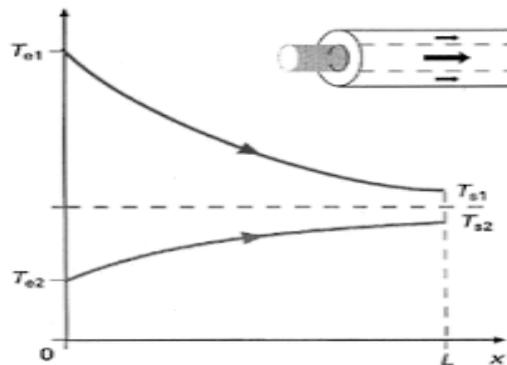


Figure 1.7 Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants [5].

##### B) Les échangeurs à contre-courant

Comme pour les échangeurs de chaleur à co-courant, les échangeurs à contre-courant ont deux écoulements parallèles mais a sens contraire. Cette différence leur permet de dépasser la température limitante en la repoussant aux températures d'entrée des deux fluides qui est cette fois une limite théorique en transfert de chaleur.

Cette particularité les rend plus performants et plus pratiques que les échangeurs de chaleur à co-courant.

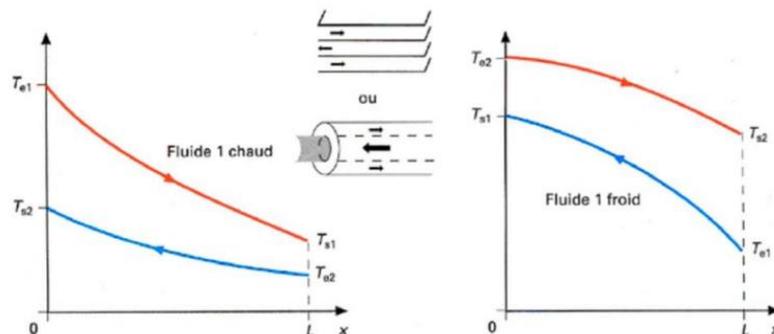


Figure 1.8 Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire o a plaque à contre-courant [5].

### C) Les échangeurs à courants croisés

Contrairement aux échangeurs de type co-courant et contre-courant où les fluides ont un écoulement parallèle, les échangeurs à courants croisés ont deux écoulements perpendiculaires l'un à l'autre.

Il existe deux classes d'échangeurs à courants croisés :

- L'un des fluides n'est pas brassé tandis que l'autre l'est.
- Les deux fluides ne sont pas brassés.

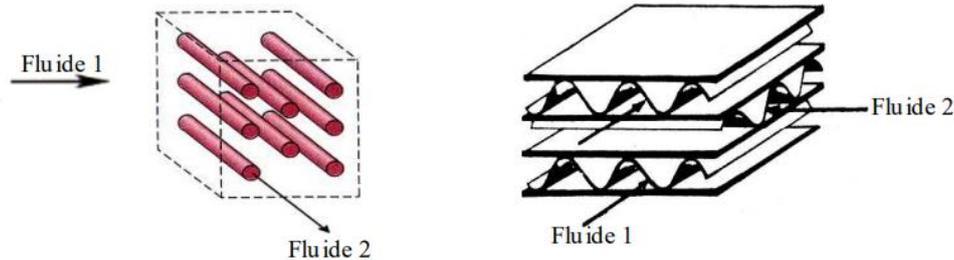


Figure 1.9 Exemples d'échangeurs à courants croisés [5].

#### 1.5.2.2 Classification par état d'échange

Le choix d'un échangeur de chaleur est d'abord défini par l'état physique des matières entre lesquelles se produit l'échange souhaité.

**Échangeurs Liquide/Liquide :** Lorsque l'échange de chaleur se produit entre deux liquides.

**Échangeurs Liquide/gaz :** Ces échangeurs de chaleur sont principalement présents dans les radiateurs pour des applications domestiques ou industriels où l'échange de chaleur se produit entre l'eau à l'intérieur du radiateur et l'air.

**Échangeurs gaz/gaz :** Lors d'échange entre deux gaz (air généralement). L'entreprise Barriquand [6] en propose des modèles en vente :

- Fumée – air : récupérer les fumées de chaudière pour préchauffer l'air comburant et donc améliorer le rendement de la chaudière
- Air propre – air vicié : chauffer l'air propre à injecter à partir de l'air vicié rejeté (cabine de peinture, par exemple)
- Air humide – air sec : réchauffer le débit d'air sécheur à partir du débit d'air séchant

**Échangeurs Liquide/solide :** Lorsque l'échange de chaleur se produit entre un liquide et un solide, on retrouve cette classe d'échange pour le refroidissement des composants électroniques avec un circuit de liquide caloporteur ou encore pour les applications de chauffage d'eau par source d'énergie géothermique.

**Échangeurs Gaz/solide** : On retrouve ce type d'échangeur principalement pour le refroidissement d'une ailette avec de l'air comme par exemple lors du refroidissement du processeur d'un ordinateur.

**Échangeurs avec changement de phase** : Conçus pour la liquéfaction d'un gaz ou l'évaporation d'un liquide, ces échangeurs sont présents dans toutes les installations cryogéniques, frigorifiques, de puissances à turbine à vapeur ...

### 1.5.2.3 Classification par type

La classification par type est un catalogue des modèles technologiques inventés et utilisés. Cette section présentera quelques types d'échangeurs de chaleur les plus fréquents en industries.

#### A) Échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires ou encore tubes/calandre

Ce sont les plus utilisés et les plus fréquents en industrie du fait de la simplicité de leur conception et maintenance.

Ces échangeurs sont comme leur nom l'indique constitués d'un faisceau de tubes à l'intérieur desquels circule le premier fluide et d'une calandre qui englobe les tubes dans laquelle circule le second fluide.

Initialement à des températures différentes, les deux fluides connectent la chaleur avec la paroi des tubes qui est en contact avec eux (paroi externe des tubes/fluide côté calandre ; paroi interne des tubes/fluide côté tubes). Et ces parois conduisent cette chaleur entre elles (de la plus chaude vers la plus froide).

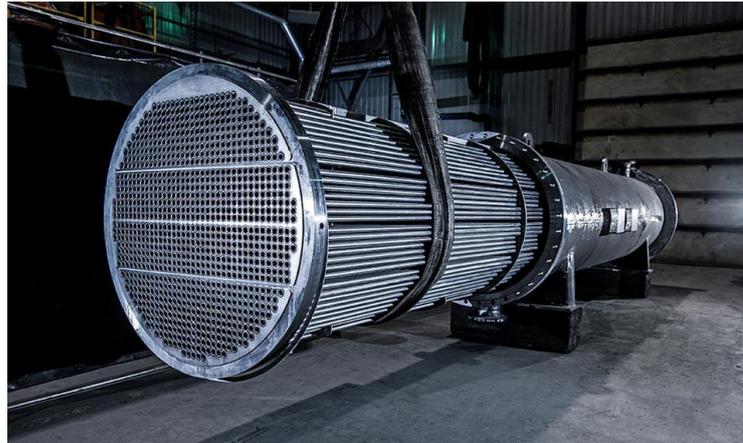
Les principales modifications célèbres et effectuées pour améliorer l'efficacité des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires sont :

**Nombre de passes** : est le nombre de fois que le fluide traverse transversalement la calandre depuis l'intérieur des tubes, l'extérieur des tubes ou les deux à la fois.

**Chicanes** : Sont des obstacles posés sur la calandre afin d'augmenter la distance parcourue par le fluide côté calandre et générer de la turbulence simultanément pour améliorer les performances de l'échangeur.

Mécaniquement les chicanes permettent aussi de stabiliser les tubes des vibrations d'une part et réduire l'effort de flexion en constituant une multitude d'appuis intermédiaires entre les extrémités d'une autre part.

**Ailettes sur les tubes** : en forme de disques, ruban transversal ou torsadé, elles induisent une perturbation ainsi qu'une augmentation de la surface de contact dans l'optique d'améliorer les performances thermiques de l'échangeur.



*Figure 1.10 Echangeur de chaleur Tubes/calandre*

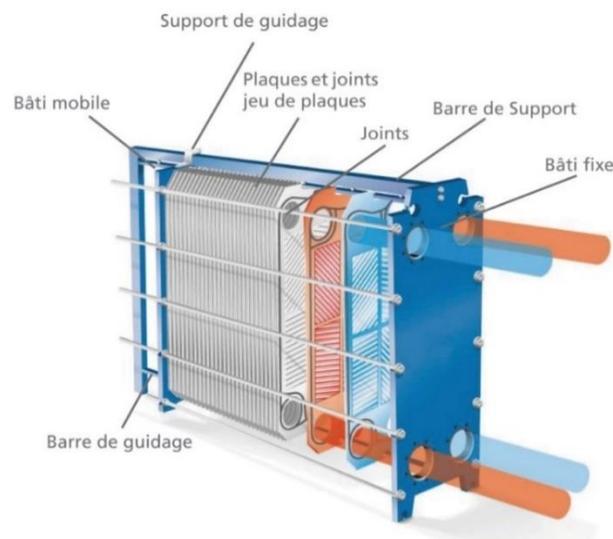
### **B) Échangeurs de chaleur à plaques et joints**

Leur utilisation est très fréquente dans les industries agro-alimentaires et initialement inventés pour la pasteurisation du lait.

Leur principe de fonctionnement est l'entassement de plusieurs plaques minces entre lesquelles circule le(s) fluide(s) et étanches entre elles via des joints.

Le principal intérêt de ces échangeurs de chaleur est la rapidité avec laquelle on peut faire varier la température du liquide grâce à une surface d'échange importante sans que ces derniers ne soient encombrants.

Le seul inconvénient est que les échangeurs de chaleur à plaque ne supportent pas des températures extrêmes et des écarts de températures trop importants au risque d'endommager les plaques à cause du choc thermique et d'altérer la consistance de joints qui n'assureraient plus l'étanchéité du système des et sont conçues pour des débits relativement faibles.



*Figure 1.11 Illustration d'un échangeur de chaleur à plaque et joints [7].*

### C) Tours de refroidissement (Aero-réfrigérantes)

Ce sont d'immenses tours coniques de plusieurs dizaines de mètres de haut, elles utilisent l'air ambiant pour condenser la vapeur d'eau dans les centrales de puissance utilisant des turbines à vapeur.

Leur intérêt est qu'elles sont gratuites d'utilisation, car elles se basent sur la chaleur élevée de la vapeur pour générer une dépression qui a son tour induit un courant d'air dont la trajectoire est forcée par la forme de la tour.

L'air dense entre par le bas de la tour et remonte au fur et à mesure qu'il se réchauffe en absorbant la chaleur de la vapeur chaude, pour ressortir par la cheminée du haut, se refroidir et redescendre.

Certaines de ces tours peuvent être aidées par un ventilateur pour des modèles plus petits adaptés à des applications industrielles à faible énergie.



*Figure 1.12 Tour de refroidissement de la centrale nucléaire de Belleville en France*

## 1.6 Conclusion

Ce chapitre a présenté une définition générale sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleur, pour permettre une acquisition des éléments théoriques et bibliographiques servant de corps de construction pour l'étude qui suivra.

## **2 Problématique et méthodologie**

## 2.1 Description du problème

Dans l'optique d'analyser l'influence des ondulations des tubes sur les performances de l'échange thermique entre la paroi extérieure des tubes et le fluide s'écoulant à l'intérieur de la calandre, la présente étude traite la variation de l'amplitude des ondulations pour une fréquence constante et un débit constant.

### 2.1.1 Description géométrique

Le modèle de calandre étudié contient 4 tubes disposés en carré incliné à  $90^0$ . La détermination du nombre de tubes permet de simplifier le modèle à des fins de réalisabilité en fonction des performances du matériel informatique à disposition.

L'ondulation des tubes suit une fonction sinusoïdale de la forme

$$R = 20 + n \cdot \sin\left(\frac{x}{8}\right) \quad (2.1)$$

Avec « x » la composante longitudinale des tubes tel que :  $0 \leq x \leq 1000$  mm

La variation de l'amplitude d'ondulation se traduit mathématiquement par la variation de « n » qui prends successivement les valeurs suivantes : **0, 2, 4, 6, 8**.

La fréquence d'ondulation est déduite à partir de la formule (2.1) qui vaut approximativement 20, plus précisément 19,8.

Une mise en page de la géométrie a été effectuée pour illustrer et présenter les dimensions du modèle. La configuration  $R = 20 + 4 \cdot \sin\left(\frac{x}{8}\right)$  a été choisie comme modèle de présentation pour son caractère intermédiaire entre les configurations qui seront traitées lors de cette étude.

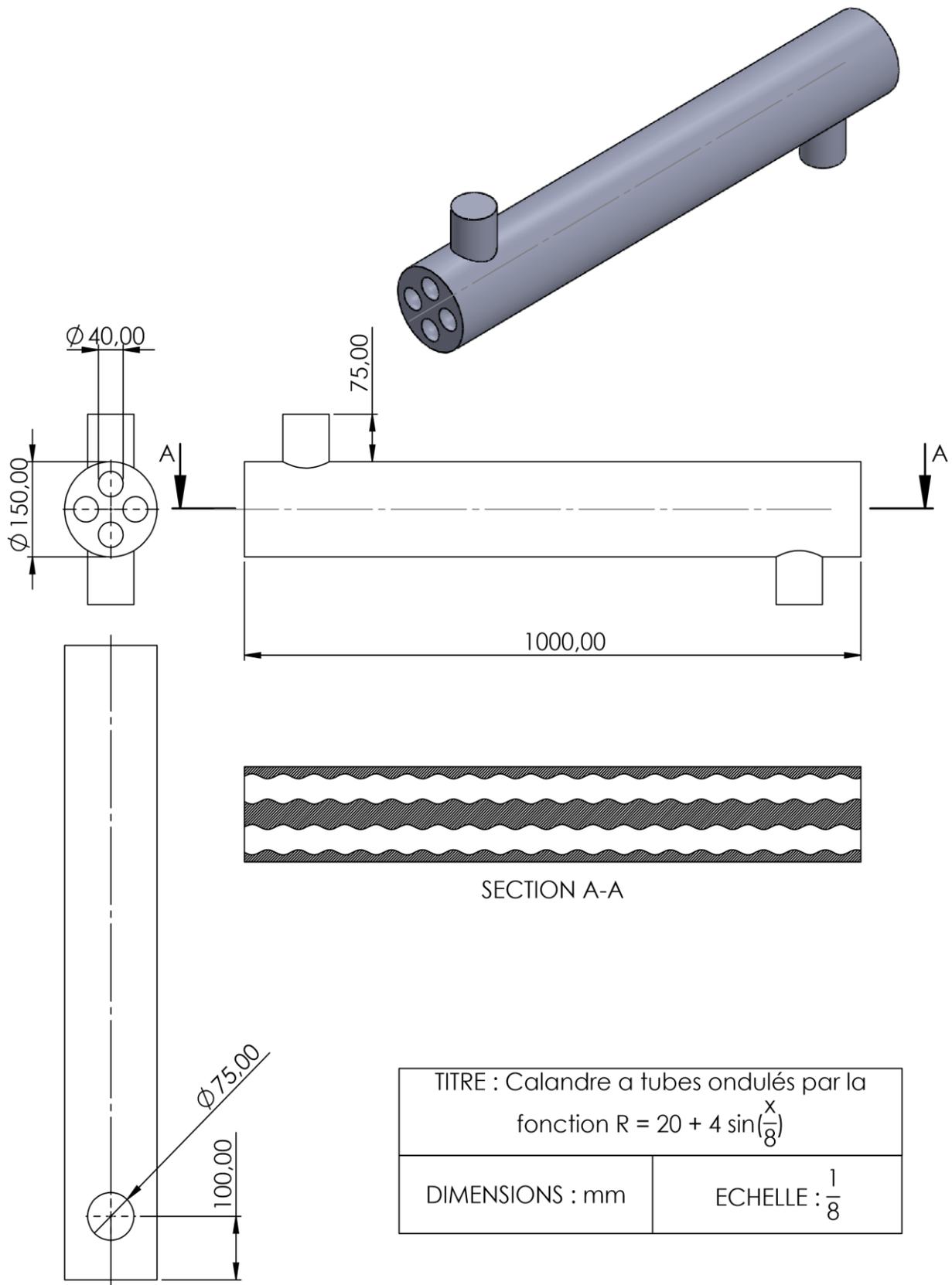


Figure 2.1 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=4$

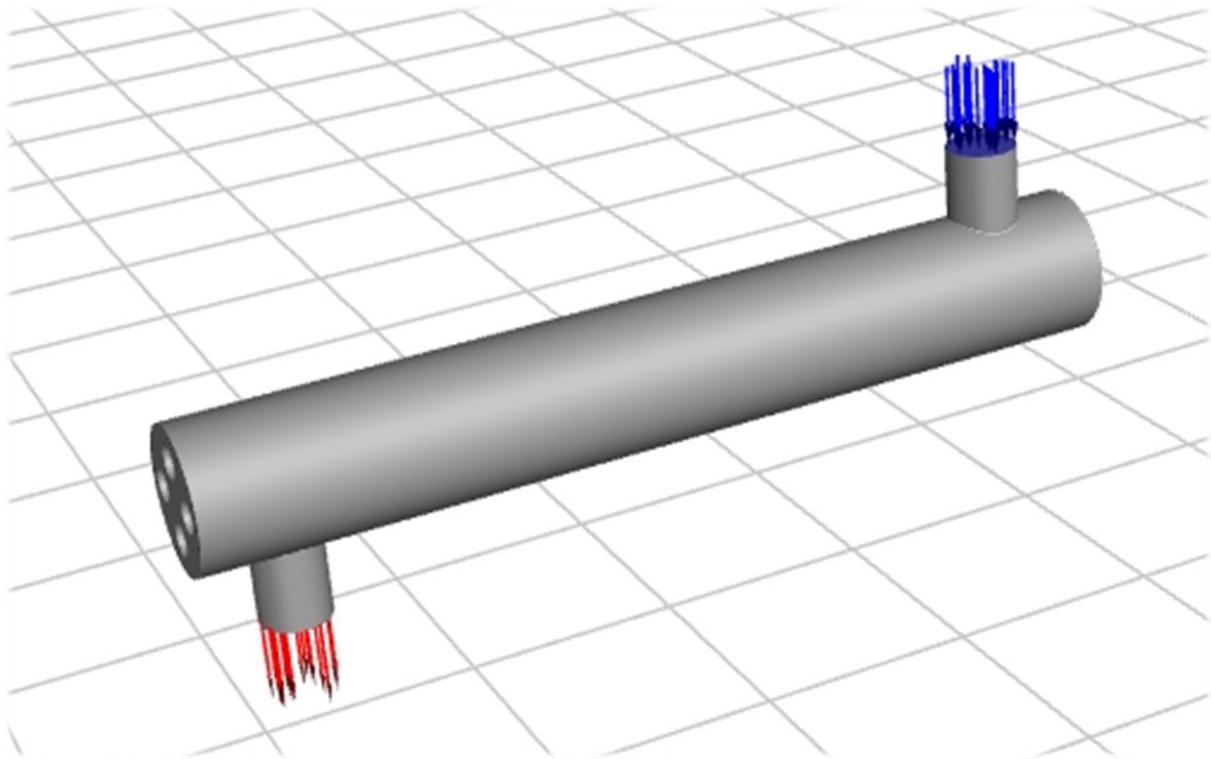
### 2.1.2 Description hydrau-thermique

Le fluide utilisé lors de la simulation est l'eau liquide possédant les propriétés thermo-physiques suivantes :

*Tableau 2-1 Propriétés thermo-physiques de l'eau liquide [9]*

<i>Viscosité dynamique [kg/(m.s)]</i>	<i><math>8.55 \times 10^{-4}</math></i>
<i>Masse volumique [kg/m<sup>3</sup>]</i>	<i>997.1</i>
<i>Conductivité thermique [W/(m.K)]</i>	<i>0.613</i>
<i>Capacité thermique [J/(kg.K)]</i>	<i>4179</i>

Le débit massique entrant dans la calandre est :  $Q_m = 0.5 \text{ kg/s}$  à partir de l'orifice supérieure marquée par des flèches bleues dans la *Figure 2.2*. Tandis que les flèches rouges illustrent la sortie du fluide réchauffé par l'orifice inférieure.



*Figure 2.2 Illustration des débits entrant dans la calandre en flèches bleues et sortant d'elle en flèches rouges*

Toutes les parois extérieures de la calandre sont supposées adiabatiques.

La température d'entrée du fluide à l'intérieur de la calandre est uniforme à : 300 K.

La température des parois extérieures des tubes sont supposées constantes à la température : 450 K.

Le choix des conditions aux limites thermiques et hydrauliques présentes dans ce travail est référé aux travaux de Ender Ozden & Al [10] et Patricia Anne D. Cruz & Al [11].

La température de sortie de la calandre est l'objectif calculé durant la simulation.

### 2.1.3 Approche méthodologique

Pour tenter d'améliorer les performances d'un échangeur de chaleur de type tubes et calandre, le choix de la configuration pour modifier les paramètres de l'échangeur n'est pas pris arbitrairement. Il faut donc définir une approche logique fondée sur des éléments théoriques ou observations de résultats empiriques afin d'établir une certaine continuité sur des travaux antérieurs et optimiser ses chances pour l'obtention des résultats espérés.

Le choix de l'utilisation d'ondulations est établi à partir d'anciens travaux de T.A. Rush & Al [2] et Aroon Shenoy & Al [12], qui ont présentés des résultats démontrant que l'utilisation d'ondulations pouvait améliorer le taux d'échange thermique entre le fluide et la paroi dans un certain nombre de configurations géométriques.

L'explication théorique est le fait que la présence d'ondulation en contact avec un fluide en mouvement génère de la turbulence qui est un facteur favorisant le transfert thermique dans certaines proportions dans une mesure.

Dans une autre mesure, elle est due à l'augmentation de la surface d'échange dans certains cas d'applications. La présente étude n'est pas concernée par cette dernière car l'on peut démontrer mathématiquement que la surfaces des tubes ondulés ne changes pas quel que soit l'amplitude et la fréquence à condition que cette dernière soit entière (Fréquence  $\in \mathbb{N}$ ).

$$\begin{aligned}
 A &= \int_0^L 2.\pi.R.dx = 2.\pi.\int_0^L \left( R_0 + n.\sin(2.\pi.Frequency.\frac{x}{L}) \right).dx \\
 &= 2.\pi.R_0.L - \frac{n.L}{2.\pi.Frequency} \cos(2.\pi.Frequency) + \frac{n.L}{2.\pi.Frequency} \cos(2.\pi.Frequency) = 1 \quad \text{Si: } Frequency \in \mathbb{N} \rightarrow A = 2.\pi.R_0.L
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

Tel que  $R_0$  : Le rayon nominale de la conduite.

La présente étude traitera donc uniquement de l'influence de la turbulence induite par les ondulations.

## 2.2 Méthodologie de résolution

### 2.2.1 Modélisation mathématique

Pour résoudre le problème l'utilisation des équations de Navier-Stokes dont les paramètres turbulents sont calculés suivant le **modèle k-ε Realizable**. Couplés à l'équation de Chaleur.

#### 2.2.1.1 Equations de Navier-Stokes

Elles forment un système d'équations différentielles qui quantifient le comportement des fluides newtoniens  $\left\{\left(\frac{\partial \mu}{\partial u}\right)=0\right\}$ .

La forme générale des équations se prononce sous la forme

$$\partial_i \rho + \sum_i \partial_i \rho u_i = 0 \quad (2.3)$$

$$\partial_i \rho u_i + \sum_j u_j \partial_j \rho u_i = -\partial_i p + \nu \sum_j \partial_j^2 \rho u_i + F_i \quad (2.4)$$

Les équations (2.3) et (2.4) sont respectivement les équations de conservation de la masse et la quantité de mouvement d'un fluide en écoulement.

Lorsque l'écoulement d'un fluide est turbulent, il devient très difficile d'étudier le comportement de ce dernier à cause des perturbations temporelles et les instabilités locales qui influent visiblement sur le comportement du fluide. L'une des approches pour résoudre ce problème est de moyenner les équations de Navier-Stokes temporairement et modéliser le caractère turbulent de l'écoulement. Cette méthode est connue sous le nom de RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

$$\overline{u_i} = \overline{u_i} + \overline{u_i'} \quad (2.5)$$

Si on remplace les termes de la formule (2.5) dans les équations (2.3) et (2.4), on obtiendra une nouvelle variable dite tenseur de Reynolds.

$$R_{ij} = \overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (2.6)$$

Ce terme fait apparaitre une nouvelle variable qui sera assimilée à une viscosité turbulente. Le système est à présent ouvert (nombre d'inconnus supérieur au nombre d'équations) et ne peut être résolu sans qu'un modèle permettant de calculer la viscosité turbulente ne soit établi.

### 2.2.1.2 Modèle de turbulence k-ε

Afin de refermer le système l'une des méthodes de modélisation de ce Tenseur et la plus célèbre est le modèle **k-ε**. Ce dernier est un modèle à deux équations de transport. Une pour l'énergie cinétique turbulente « k » et l'autre pour son taux de dissipation « ε ».

Le modèle «Realizable » générale se prononce sous la forme suivante

$$\partial_t \rho k + \sum_i \partial_i (\rho k u_i) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \sum_i \partial_i^2 k + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.7)$$

$$\partial_t \rho \varepsilon + \rho \sum_i \partial_i (\varepsilon u_i) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \sum_i \partial_i^2 \varepsilon + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu \varepsilon}{\rho}}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (2.8)$$

Empiriquement des paramètres de calibrage furent déduits. Ces derniers varient légèrement d'un modèle à l'autre. On en distingue 3 qui sont les plus célèbres :

**k-ε Standard** : est le modèle de base présenté par Launder B.E. & Spalding D.B. en 1974 [13]. Ses paramètres de calibrage sont :

$$C_\mu=0.09 \quad \sigma_k=1.00 \quad \sigma_\varepsilon=1.30 \quad C_{1\varepsilon}=1.44 \quad C_{2\varepsilon}=1.92$$

**k-ε Realizable** : Cette formulation est une recalibration du modèle standard

$$C_\mu=0.09 \quad \sigma_k=1.00 \quad \sigma_\varepsilon=1.20 \quad C_{1\varepsilon}=1.44 \quad C_{2\varepsilon}=1.90$$

**k-ε RNG** : Développé par Yakhot V. & Al [14], est une autre approche de détermination du k-ε par Le Group de Re-normalisation (Re-Normalisation Group).

$$C_\mu=0.09 \quad \sigma_k=1.00 \quad \sigma_\varepsilon=1.20 \quad C_{1\varepsilon}=1.44 \quad C_{2\varepsilon}=1.90 \quad \eta_0=4.38 \quad \beta=0.012$$

### 2.2.1.3 Hypothèses

- Le fluide est considéré Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est stationnaire.
- Les effets de la gravité, la conduction et le rayonnement sont négligés.
- Les propriétés thermo-physiques sont constantes.
- Pas de génération interne de chaleur.
- La coque de la calandre est parfaitement calorifugée.
- La paroi des tubes est à température constante et uniforme.

## 2.2.1.4 Formulation mathématique

Equations de Navier-Stokes

$$\sum_i \partial_i \bar{u}_i = 0 \quad (2.9)$$

$$\rho \sum_j \bar{u}_j \partial_j \bar{u}_i = -\partial_i p + (\mu + \mu_t) \sum_j \partial_j^2 \bar{u}_i \quad (2.10)$$

Equation de chaleur

$$\sum_i u_i \partial_i T = \alpha \sum_i \partial_i^2 T \quad (2.11)$$

Equations de transport de l'énergie cinétique et la dissipation de la turbulence

$$\rho \sum_i \partial_i (k u_i) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \sum_i \partial_i^2 k + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.12)$$

$$\rho \sum_i \partial_i (\varepsilon u_i) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \sum_i \partial_i^2 \varepsilon + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu \varepsilon}{\rho}}} \quad (2.13)$$

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (2.14)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.15)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (2.16)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.17)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2.18)$$

Calcul du coefficient de convection thermique et du flux de chaleur surfacique par convection

$$h = \frac{\lambda}{L_{ref}} \frac{\partial T}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} \quad (2.19)$$

$$\varphi = h(T - T_{paroi}) = \frac{\rho C_p}{A} (T_s - T_e) \quad (2.20)$$

## 2.3 Méthodes numériques

### 2.3.1 Méthode des volumes finis

Pour la résolution du système d'équations (2.3) - (2.7), on adopte la méthode des volumes finis qui est une méthode numérique de résolution des équations aux dérivés partielles.

Cette méthode permet la résolution en discrétisant un espace continue en plusieurs petits éléments de volumes. Elle est fondée à partir de la série de Taylor qui s'énonce comme suit :

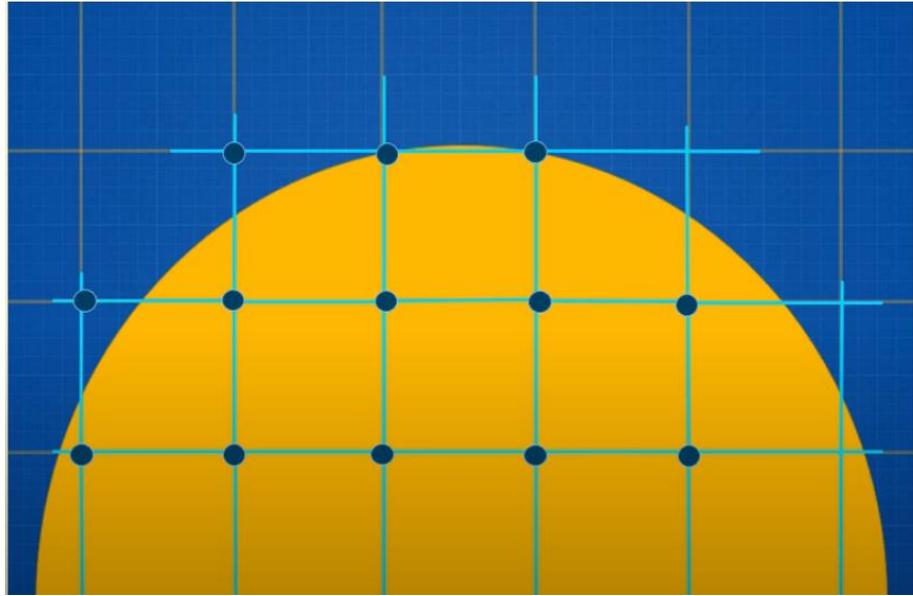
$$P(X) = \sum_{k=0}^n \frac{P^{(k)}(a)}{k!} (X - a)^k \quad (2.21)$$

La méthode des Différences finis reprend cette formule jusqu'au 2<sup>nd</sup> degrés (k=2) ce qui en fait une approximation considérant que la suite de la série représente l'erreur de résolution.

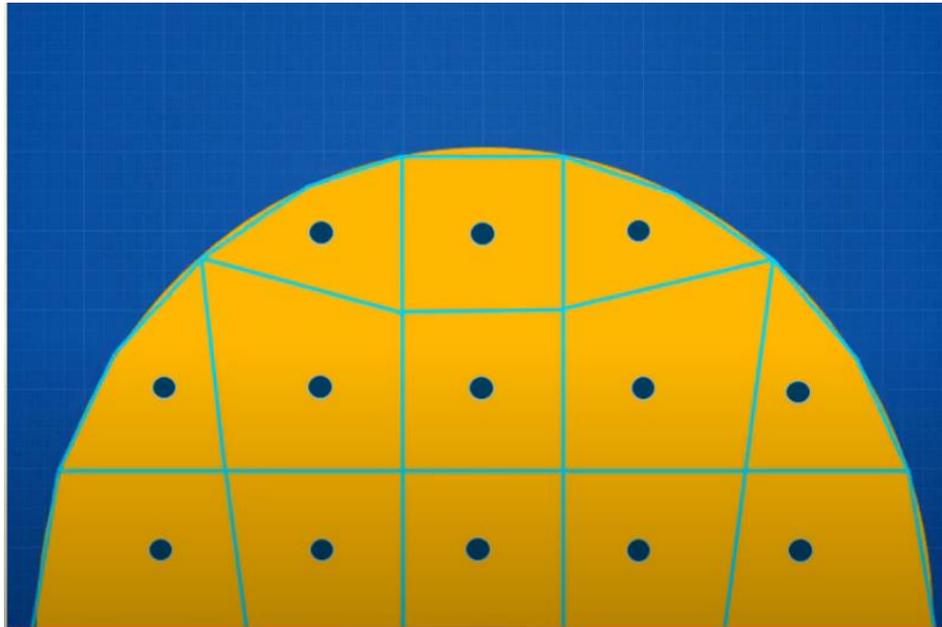
En fonction de la finesse de discrétisation (Maillage), l'interpolation entre deux points de calcul est plus ou moins précise.

Par contre pris comme ça, étant donné que les vecteurs de l'espace cartésien sont des lignes droites et perpendiculaires entre elles, la méthode des différences finis se limite à des géométries ne contenant que des lignes droites et des angles droits.

La méthode des volumes finis est une amélioration de celle des Différences finis par intégration volumique entre les nœuds d'un élément de maillage. Cette dernière permet d'obtenir numériquement des formes géométriques admettant des angles non-droits ce qui permet à son tour de calculer entre deux centres de deux mailles adjacentes de manière linéaire. Cette procédure permet de résoudre la problématique des angles non-droits et autorise l'approximation de courbes en plusieurs petits segments. La caractéristique de non orthogonalité qu'elle permet sert à positionner les mailles par inclinaison angulaire.



*Figure 2.3 Maillage d'un demi disque par différences finis [15]*



*Figure 2.4 Maillage d'un demi disque par volumes finis [15]*

$$\int_{\Delta V_M} f_M dv = 0 \quad (2.22)$$

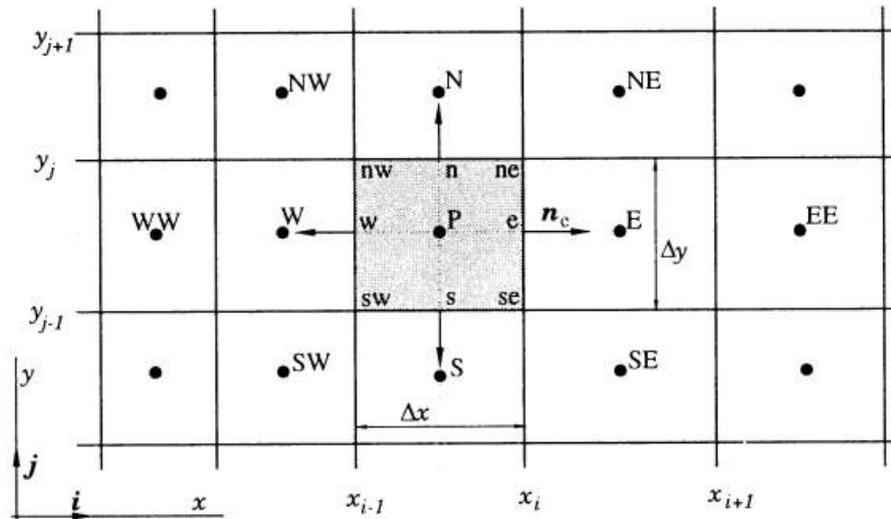


Figure 2.5 Schéma représentant la discrétisation par volumes finis

### 2.3.2 Algorithme de résolution

Pour résoudre le système d'équations différentielles par la méthode des volumes finis, l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations). Ce dernier consiste en une méthode itérative d'approximation des résultats souhaités.

Son énonciation est comme suit [16] :

1. Définir les conditions aux limites
2. Initialiser les champs du domaine à l'itération  $k+1$ .
3. Calculer les gradients de vitesse et de pression
4. Résoudre l'équation de quantité de mouvement discrétisée pour calculer le champ de vitesse intermédiaire.
5. Calculer les flux de masse non corrigés aux faces.
6. Résoudre l'équation de correction de pression pour produire des valeurs de cellule de la correction de pression.
7. Mettre à jour le champ de pression  $p^{k+1} = p^k + \text{urf} \cdot p'$  ; tel que urf est le facteur de sous relaxation (Under relaxation factor) de pression.
8. Mettre à jour les corrections de pression limite  $p_b'$
9. Corriger les flux de masse à travers la face.
10. Corriger la vitesse de la cellule
11. Vérifier la convergence
12. Si non, Repasser à l'étape 2
13. Si Oui, Arrêter le calcul

**2.3.3 Conditions aux limites**

-Parois des tubes :  $T=450 \text{ K}$  ;  $\frac{\partial V}{\partial \xi} = 0$ .

-Parois de la calandre :  $\varphi=0$  ;  $\frac{\partial V}{\partial \xi} = 0$ .

-Débit entrant :  $T_e=300 \text{ K}$  ;  $Q_m= 0.5 \text{ kg/s}$  ; Intensité de turbulence=5.5% ;

$$D_h=75 \text{ mm.}$$

Tel que :

$$I = \frac{u'}{U} = 0.16 \text{Re}_{D_h}^{-\frac{1}{8}} \quad (2.23)$$

-Débit sortant :  $Q_m= 0.5 \text{ kg/s}$  (condition aux limites vérifiée).

## 2.4 Protocole

### 2.4.1 Logiciels

Les géométries ont été conçues et mises en plan grâce au logiciel commerciale de conception et dessin assistées par ordinateur (CAO/DAO) **SolidWorks 2021** de chez Dassault Système.

Le maillage a été établie par le logiciel **ANSYS-Meshing** qui est un module de ANSYS-Mechanical et amélioré pour que ce dernier soit compatible avec les logiciels de CFD grâce à un maillage en volume finis.

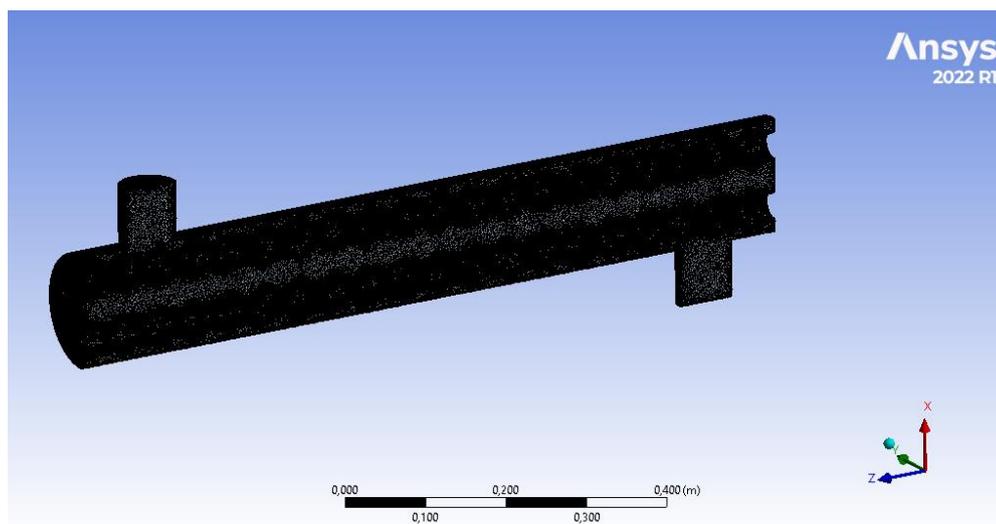
La partie CFD qui englobe le paramétrage et résolution du problème a été effectuée grâce au logiciel commercial **ANSYS-Fluent**. Ce dernière étant la référence internationale permis les codes de calcule et est considéré comme l'un des logiciels de CFD les plus robustes.

Le post-traitement des résultats s'est réalisé en utilisant le module **CFD-Post** de la suite **ANSYS**.

### 2.4.2 Maillage

Un maillage en tétraèdre a été adopté pour la géométrie. Le choix de ce maillage est dû à la complexité de cette dernière rendent l'adaptation d'un maillage parallélépipédique pratiquement impossible.

Le maillage adopté est un maillage de ~6.4 millions éléments tétraédrales. Cette valeur est le maximum autorisé par le matériel à disposition.



*Figure 2.6 Vue isométrique de la calandre maillée*

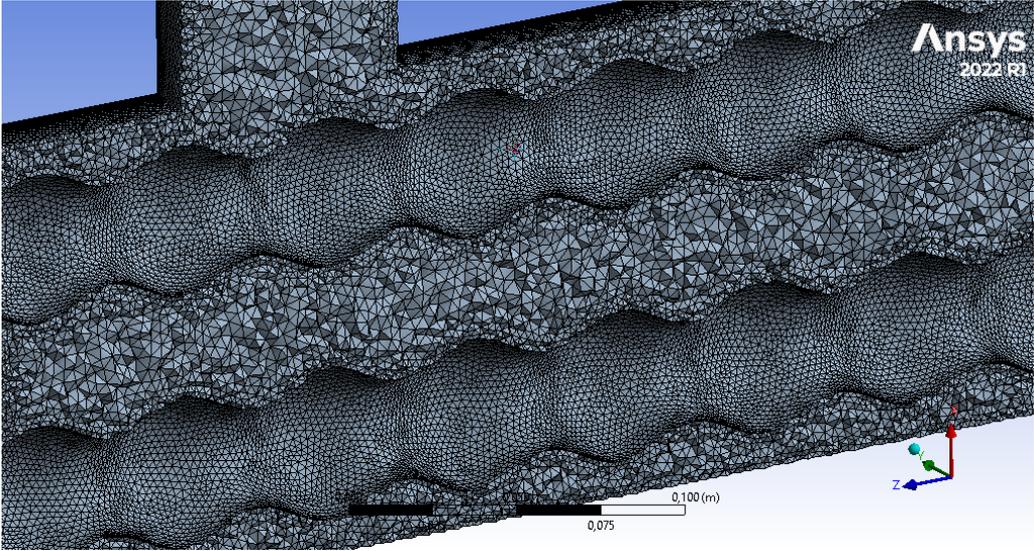


Figure 2.7 Coupe latérale zoomée sur le maillage de la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$

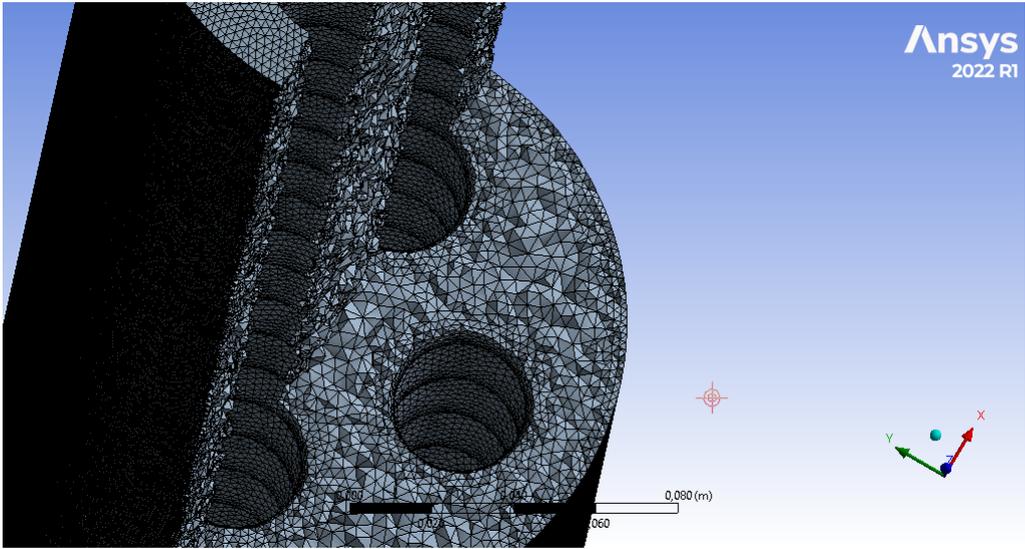


Figure 2.8 Coupes latérale et frontale zoomée sur le maillage de la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$

Il est à noter qu'aucune couche de raffinement près des parois n'a été mise en place. La crédibilité des résultats a été analysée par une visualisation de la distribution de la longueur adimensionnée de la couche limite  $Y^+$ . Ce dernier est un paramètre important à prendre en considération quand on traite un écoulement turbulent. Car la caractéristique de ce dernier est que le profil des vitesses prend une fonction laminaire (linéaire) près des parois, transitoire (fonction inconnue) et turbulent (logarithmique) quand il s'en éloigne.

L'étude du  $Y^+$  permet de dimensionner la première couche de maillage en contact avec la paroi ( $\Delta s$ ).

Analytiquement, il est démontré que la limite du profil laminaire est à la distance adimensionnée de  $Y^+ = 5$  et devient turbulent quand  $Y^+ \geq 30$ . Mais vue de la complexité du traitement numérique et la modélisation de la couche transitoire. Les codes de calcul appliquent les modèles de turbulence au point de croisement des deux fonctions, soit  $Y^+ = 12,5$ .

Ceci implique qu'idéalement  $Y^+$  doit être inférieur à la limite de la sous-couche laminaire (5), mais il est tout à fait acceptable que ce dernier dépasse cette limite localement à condition que la limite de 12,5 ne soit pas atteinte.

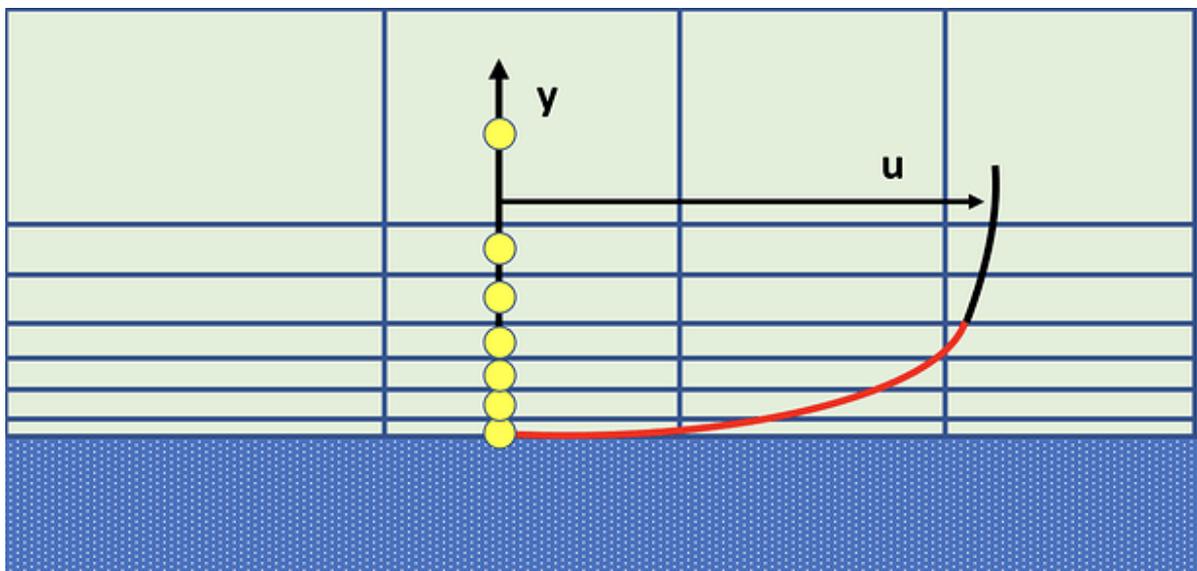


Figure 2.9 Profil de vitesses d'un écoulement turbulent [17]

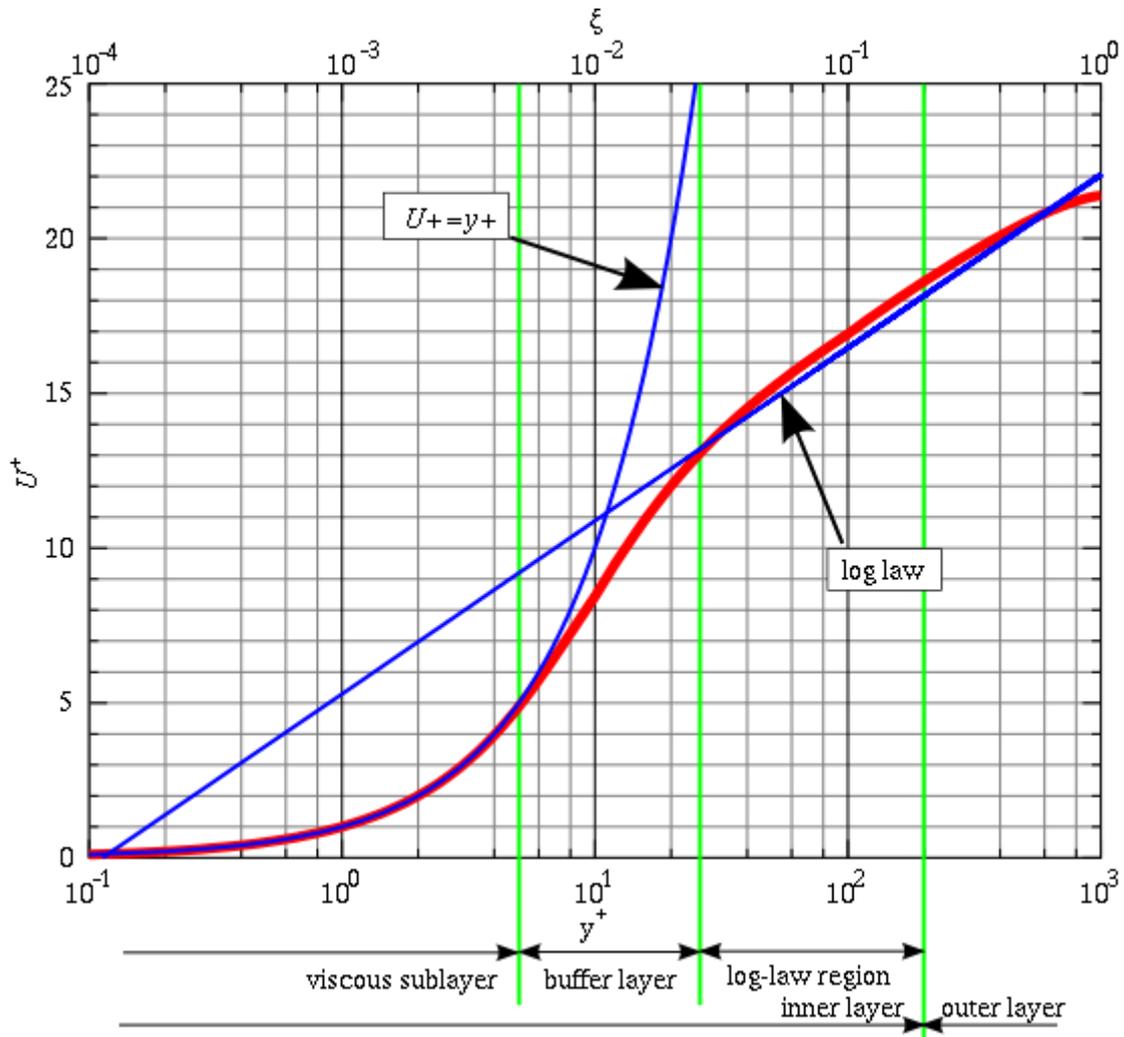
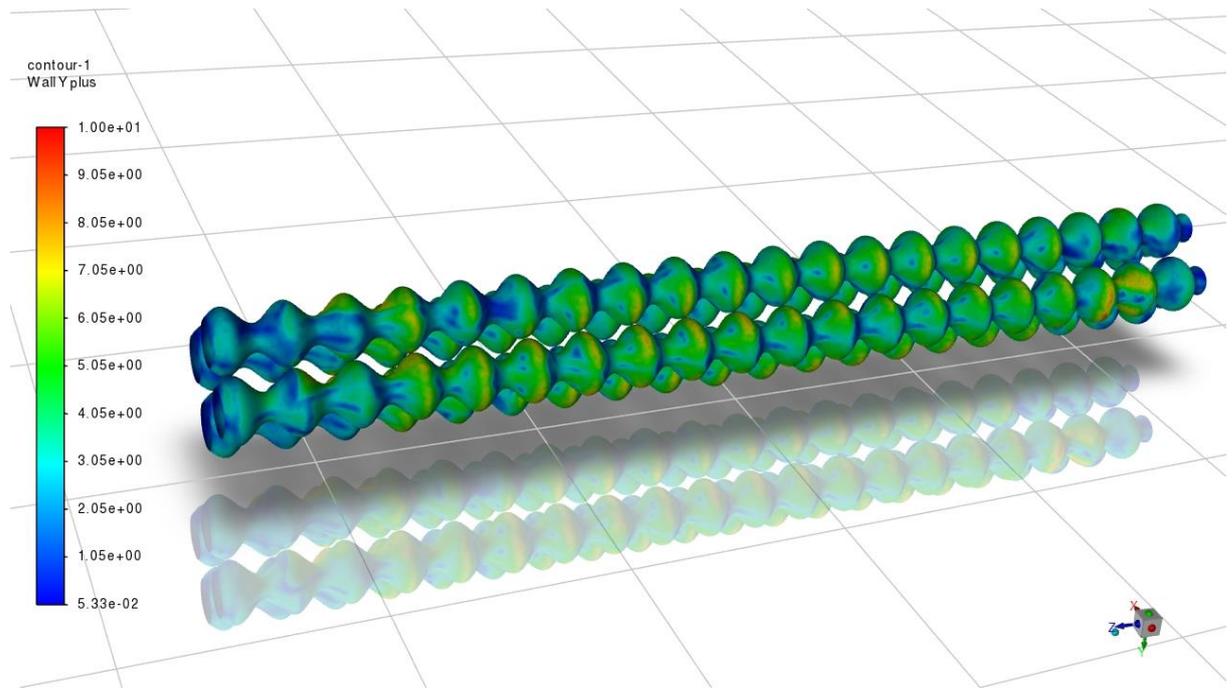


Figure 2.10 Illustration du profil de vitesse d'un écoulement turbulent dans une échelle logarithmique (courbe rouge) [17].

Tel que

$$Y^+ = \frac{\Delta s U_f \rho}{\mu} \tag{2.24}$$

L'étude de  $Y^+$  est effectuée dans la configuration  $R=20+8\sin(x/8)$  car c'est celle où les ondulations sont les plus prononcées et donc induit le plus de turbulence parmi les configurations traitées.



*Figure 2.11 Distribution de  $Y^+$  le long des tubes ondulés*

On constate que la valeur de  $Y^+$  ne dépasse pas 10 et qu'elle est pour la majeure partie des tubes inférieure à 5. La moyenne de  $Y^+$  sur les tubes est de 3,12.

On peut donc considérer que le maillage est adéquat pour la suite de l'étude et que ce dernier peut donner des résultats corrects sans raffinement supplémentaire.

### 2.4.3 Validation

Afin de s'assurer de la crédibilité des résultats qui suivent, une validation préalable d'un cas de figure similaire doit être effectuée.

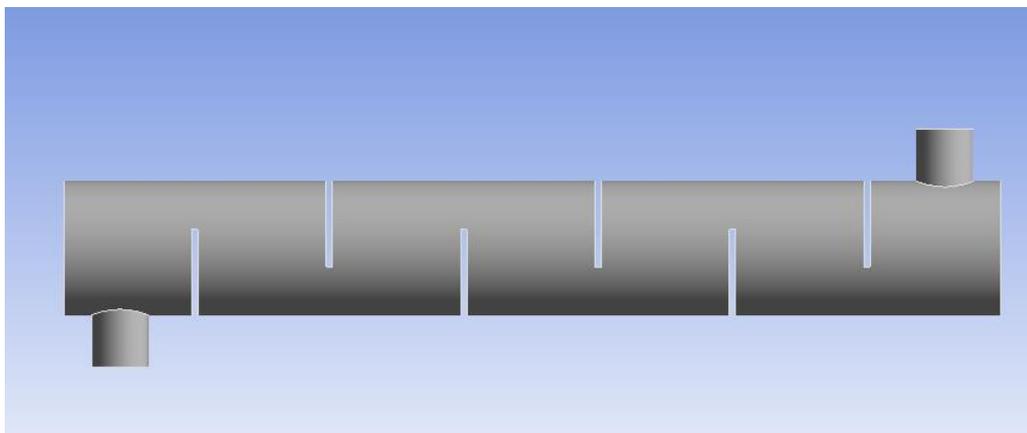
La démarche consiste à reprendre une étude effectuée au par avant et publiée dans une revue scientifique ou bien de reprendre le cas de simulation en mesures expérimentales et obtenir les mêmes résultats.

Pour ce cas présent, la validation est faite avec l'étude de Ozden (2010) [10].

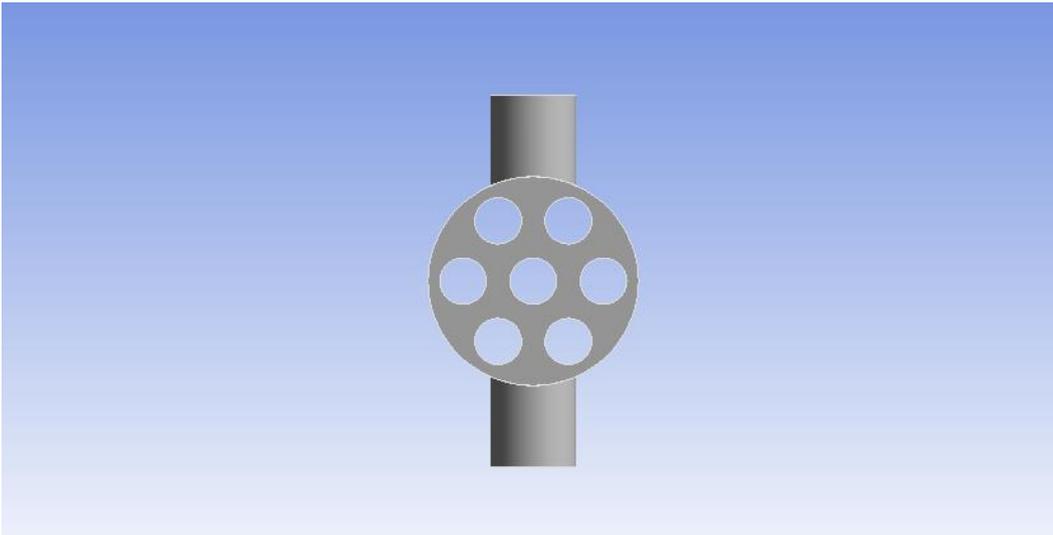
*Tableau 2-2 Paramètres géométriques, thermiques et hydrauliques du cas de validation*

<b>Diamètre de la calandre</b>	<b>90 mm</b>
<b>Diamètre des tubes</b>	<b>20 mm</b>
<b>Disposition des tubes</b>	<b>Triangle</b>
<b>Espacement entre les tubes</b>	<b>30 mm</b>
<b>Nombre de tubes</b>	<b>7</b>
<b>Longueur de la calandre</b>	<b>600 mm</b>
<b>Température d'entree dans la calandre</b>	<b>300 K</b>
<b>Coupe des chicanes</b>	<b>36%</b>
<b>Espacement entre les chicanes</b>	<b>86 mm</b>
<b>Nombre de chicanes</b>	<b>6</b>
<b>Debit entrant dans la calandre</b>	<b>0.5 kg/s</b>
<b>Température des tubes</b>	<b>450 K</b>

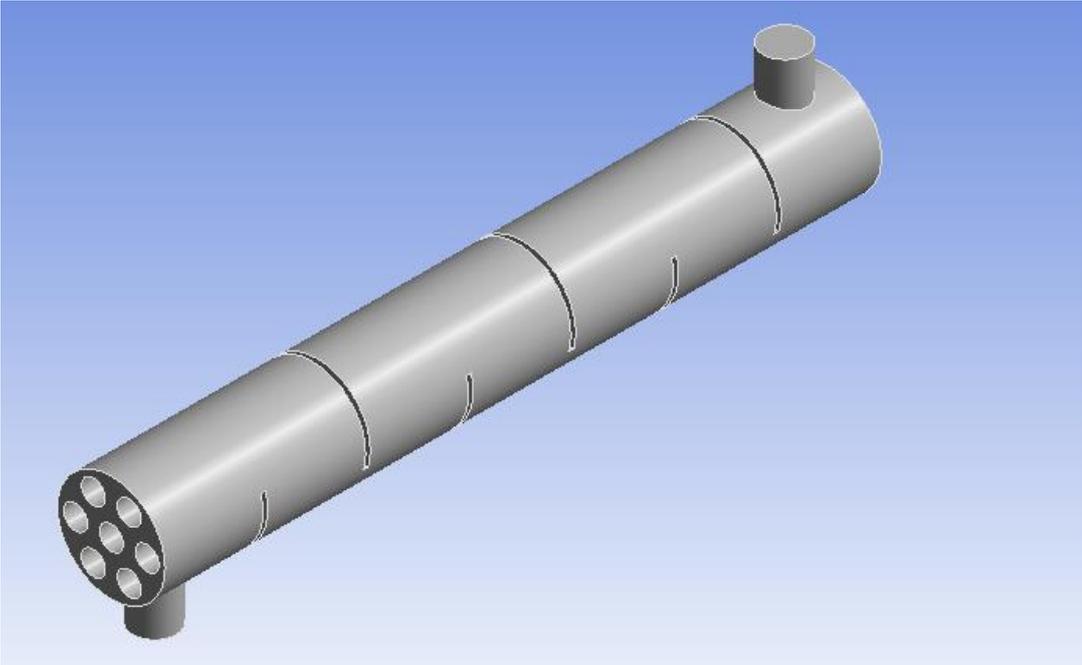
Le choix du cas est en fonction de la similarité qu'il présente avec ce cas d'étude.



*Figure 2.12 Vue latérale de la géométrie de validation*



*Figure 2.13 Vue de face de la géométrie de validation*



*Figure 2.14 Vue isométrique de la géométrie de validation*

Tableau 2-3 Résultats obtenus par la présente étude et ceux de Ozden [10]

	Presente Etude	Ozden CFD	Methode Analytique de Bell-Dalaware
Pertes de charges	1277	1522	1248
Flux de chaleur totale	84699	84853	84442
Coefficient de convection thermique	2208,5	2514	2213
Temperature de sortie	340.36	340.4	-

La validation a bien été établie et montre des résultats similaires pour les paramètres thermiques et hydrauliques comme présentés dans le tableau 2-3. L'on remarque que pratiquement tous les résultats obtenus sont compris entre ceux de la Simulation effectués par Ozden [10] et les résultats analytiques effectués par lui suivant la méthode de Bell-Delaware.

Le seul paramètre sous-évalué est le coefficient de convection thermique qui l'est de 12,1% par rapport à l'étude CFD D'Ozden et de 0,2% par rapport au résultat analytique.

La courbe de convergence tend vers les critères autorisés par le maillage actuel. Sa description est illustrée sur la Figure 2.15 ou l'on constate qu'elle est stable.

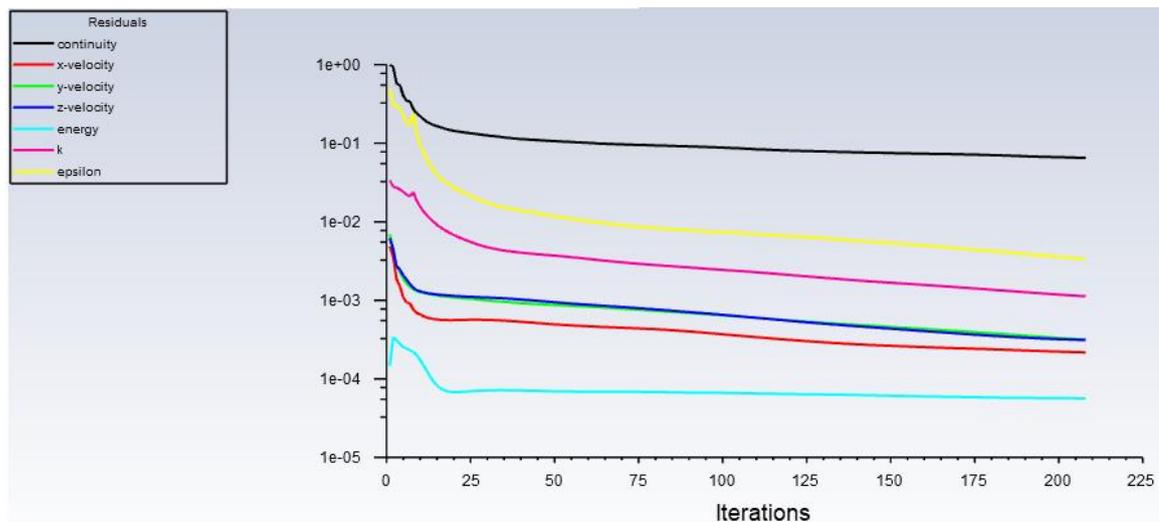


Figure 2.15 Courbes de convergence de la configuration de validation

## 2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, les méthodes entreprises pour réaliser cette étude ont été présentées. Il a été question de la description de la problématique aux éléments théoriques et numériques utilisés pour ce travail en passant par la méthodologie d'approche de la problématique.

### ***3 Résultats et discussion***

### 3.1 Distribution des températures

#### 3.1.1 Contours des températures

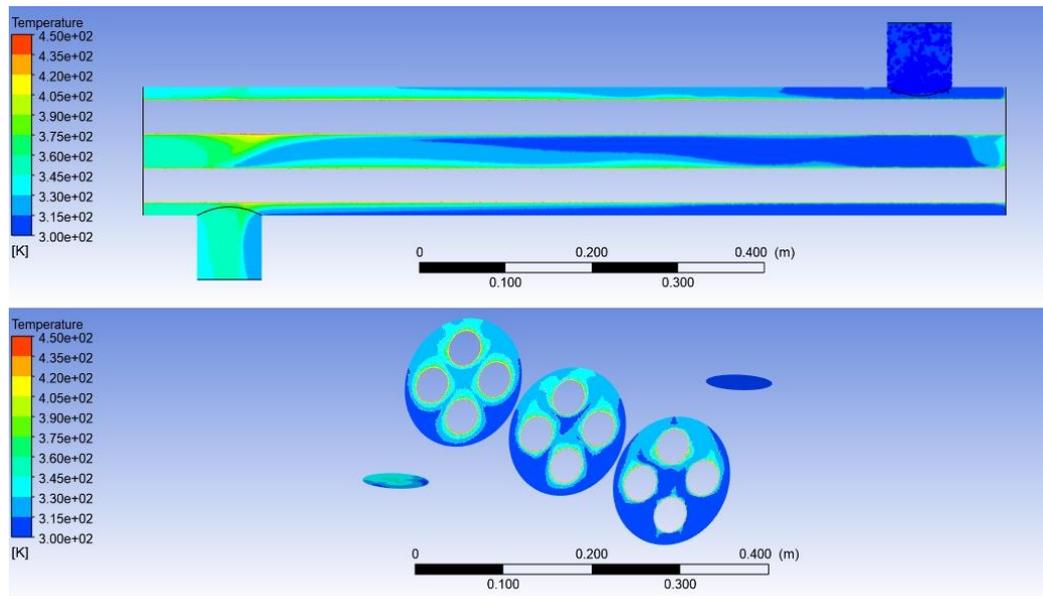


Figure 3.1 Distribution des températures à travers la calandre de configuration  $R=20$ , Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement ( $x=0,25\text{ m}$  ;  $x=0,5\text{ m}$  ;  $x=0,75\text{ m}$ ) en bas.

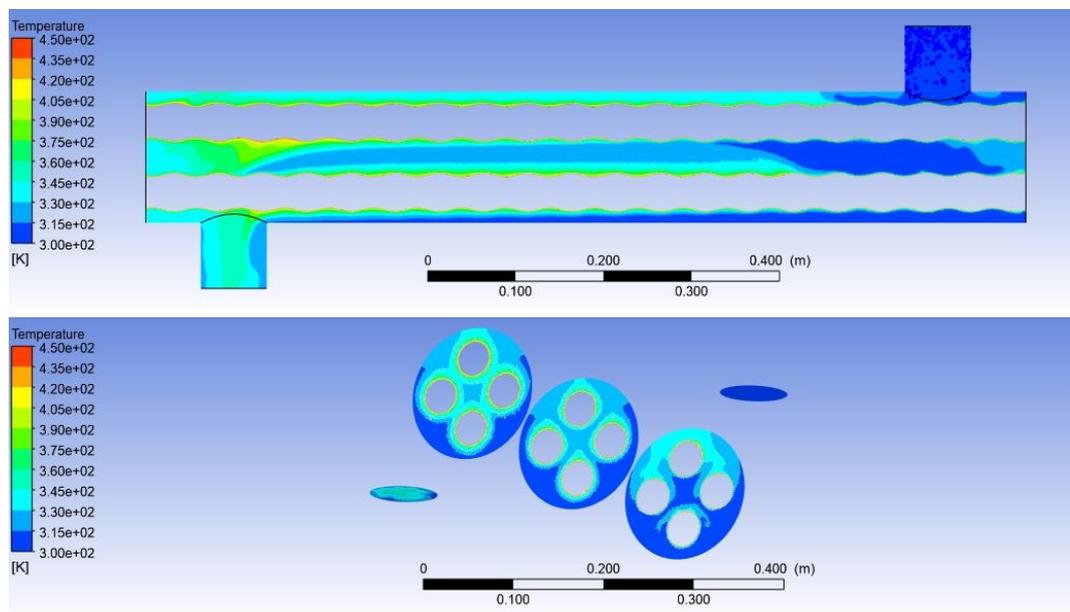
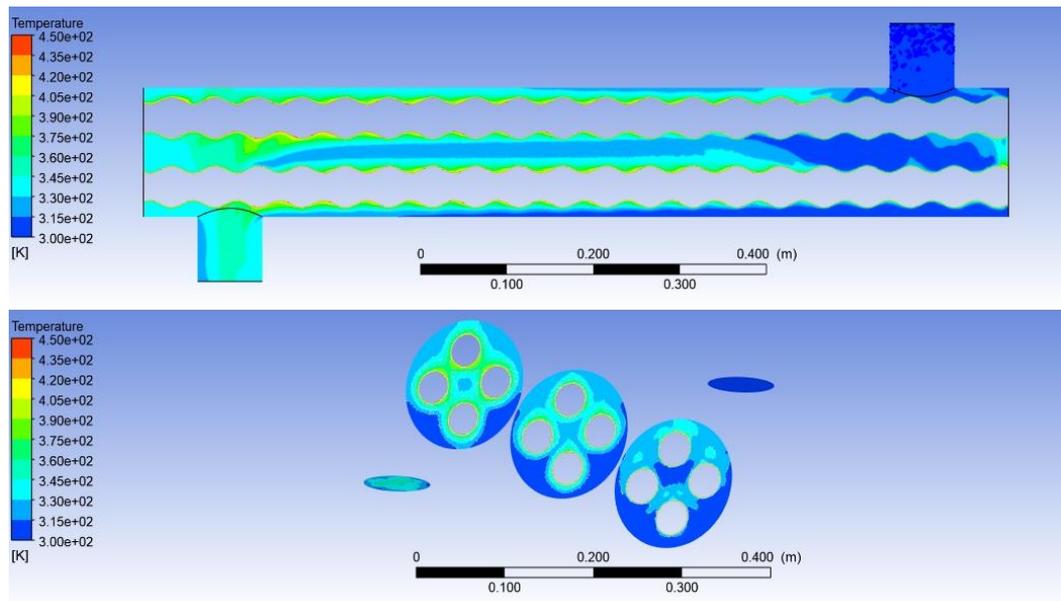
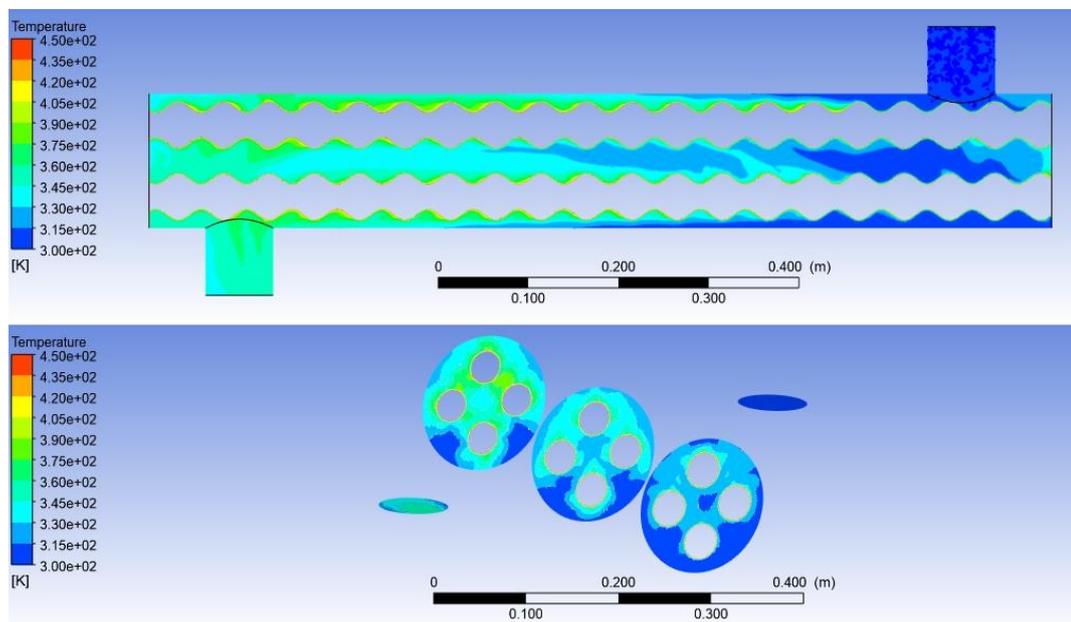


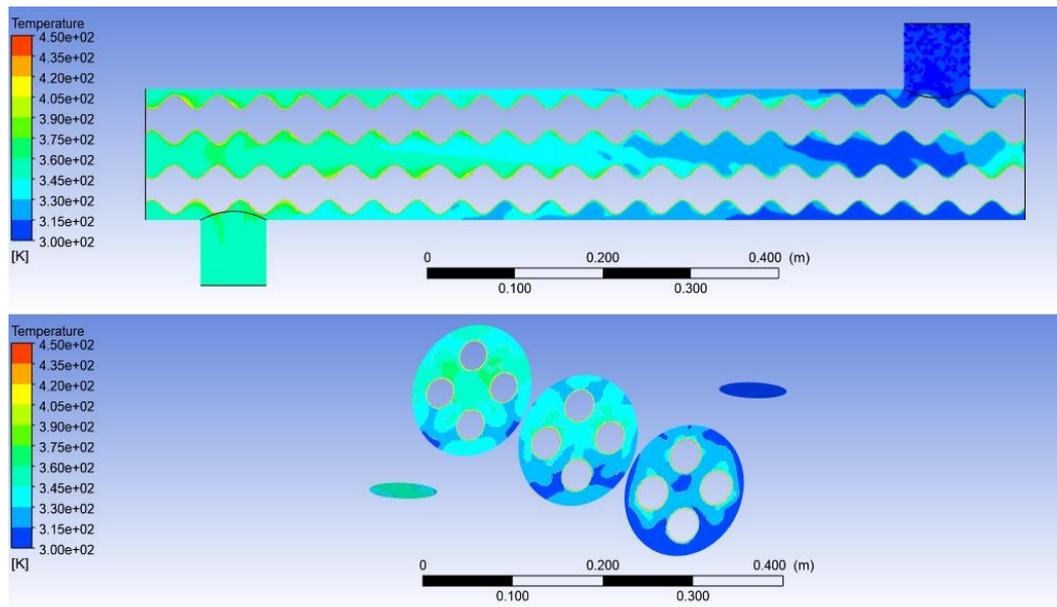
Figure 3.2 Distribution des températures à travers la calandre de configuration  $R=20+2\sin(x/8)$ , Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement ( $x=0,25\text{ m}$  ;  $x=0,5\text{ m}$  ;  $x=0,75\text{ m}$ ) en bas.



*Figure 3.3 Distribution des températures à travers la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$ , Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement ( $x=0,25$  m ;  $x=0,5$  m ;  $x=0,75$  m) en bas.*



*Figure 3.4 Distribution des températures à travers la calandre de configuration  $R=20+8\sin(x/8)$ , Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement ( $x=0,25$  m ;  $x=0,5$  m ;  $x=0,75$  m) en bas.*



**Figure 3.5** Distribution des températures à travers la calandre de configuration  $R=20+8\sin(x/8)$ , Vue de profil en haut et 3 coupes latérales respectivement ( $x=0,25\text{ m}$  ;  $x=0,5\text{ m}$  ;  $x=0,75\text{ m}$ ) en bas.

### 3.1.2 Observations

- La température de l'eau augmente à mesure que cette dernière se rapproche de l'orifice de sortie pour toutes les configurations.
- Les températures de la moitié supérieure des faces de la calandre sont plus élevées que celles de la moitié inférieure.
- Plus l'ondulation est prononcée, meilleure est l'homogénéité des températures en se rapprochant de la sortie.

### 3.1.3 Analyse

Les ondulations perturbent l'écoulement. Cette perturbation favorise la turbulence qui est le phénomène principal qui permet le mélange. Ce mélange induit une augmentation de températures plus homogène relativement aux écoulements le long de parois lisses.

La présente analyse explique l'observation « c ».

### 3.2 Lignes de courant

#### 3.2.1 Contours

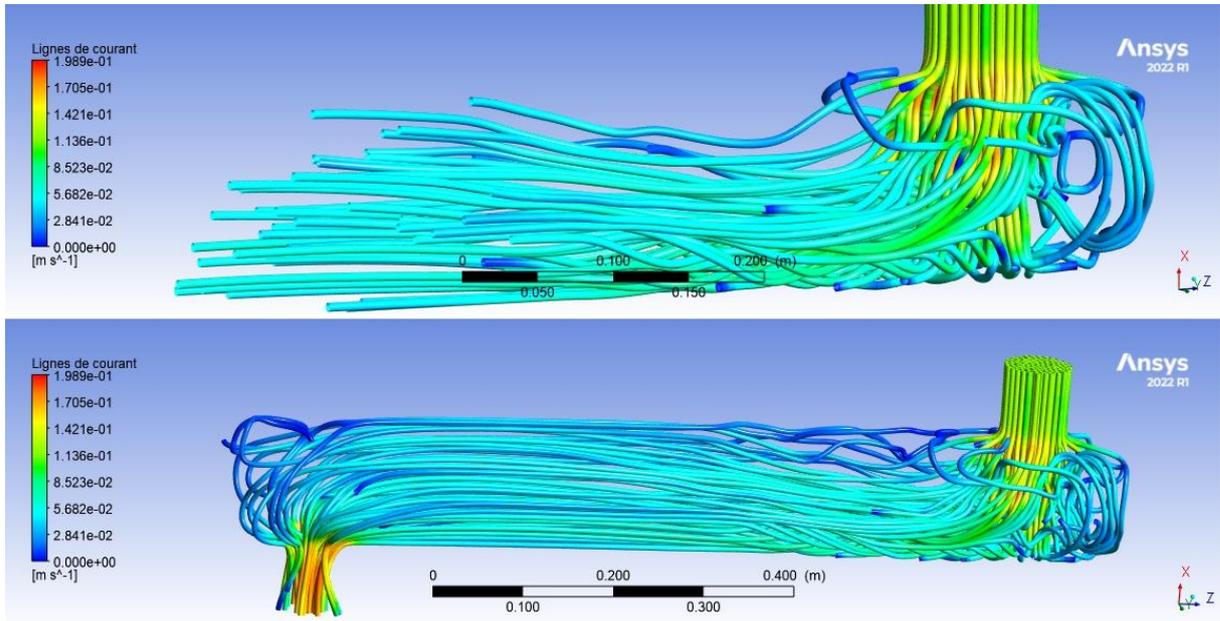


Figure 3.6 Lignes de courant à travers la calandre de configuration  $R=20$ , coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.

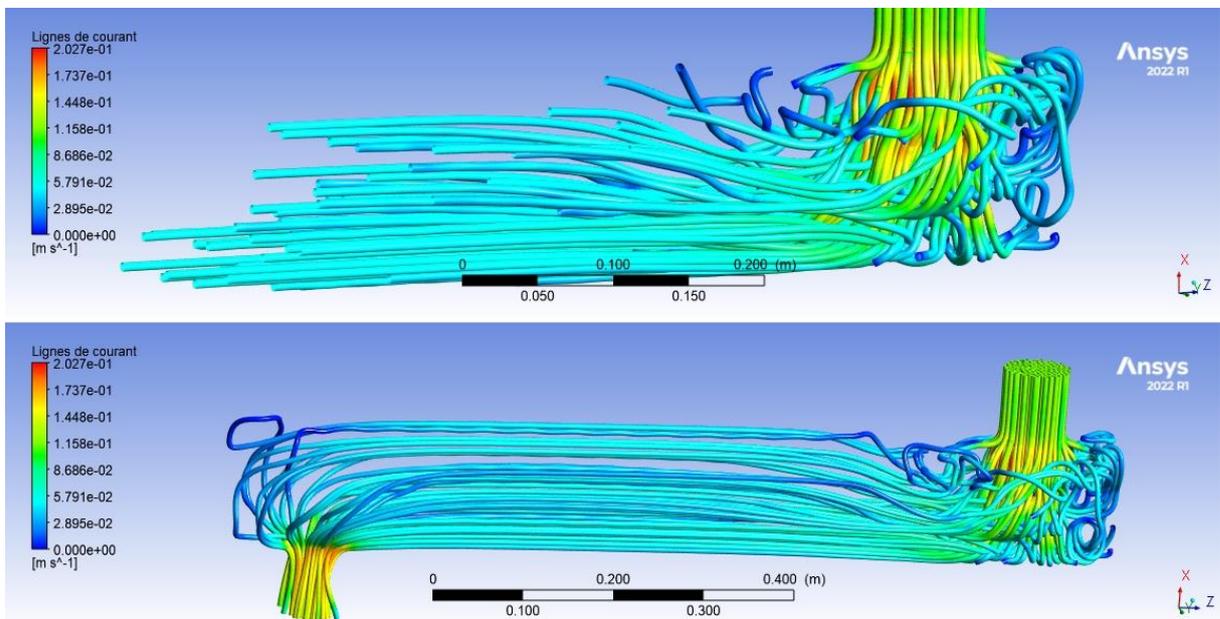


Figure 3.7 Lignes de courant à travers la calandre de configuration  $R=20+2\sin(x/8)$ , coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.

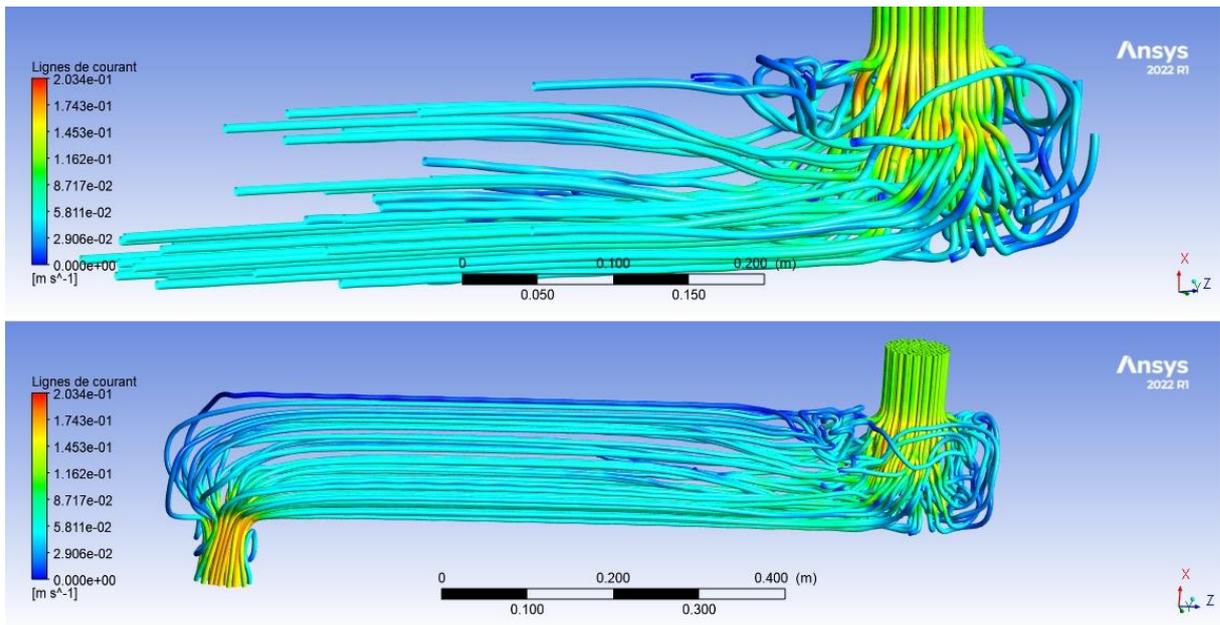


Figure 3.8 Lignes de courant à travers la calandre de configuration  $R=20+4\sin(x/8)$ , coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.

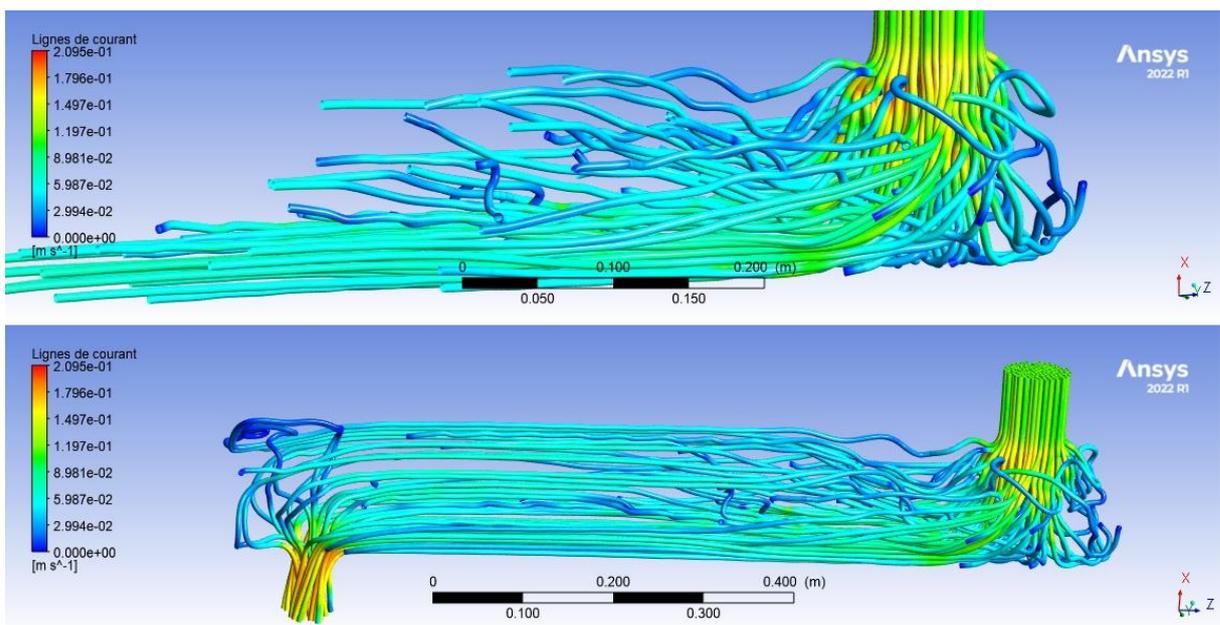
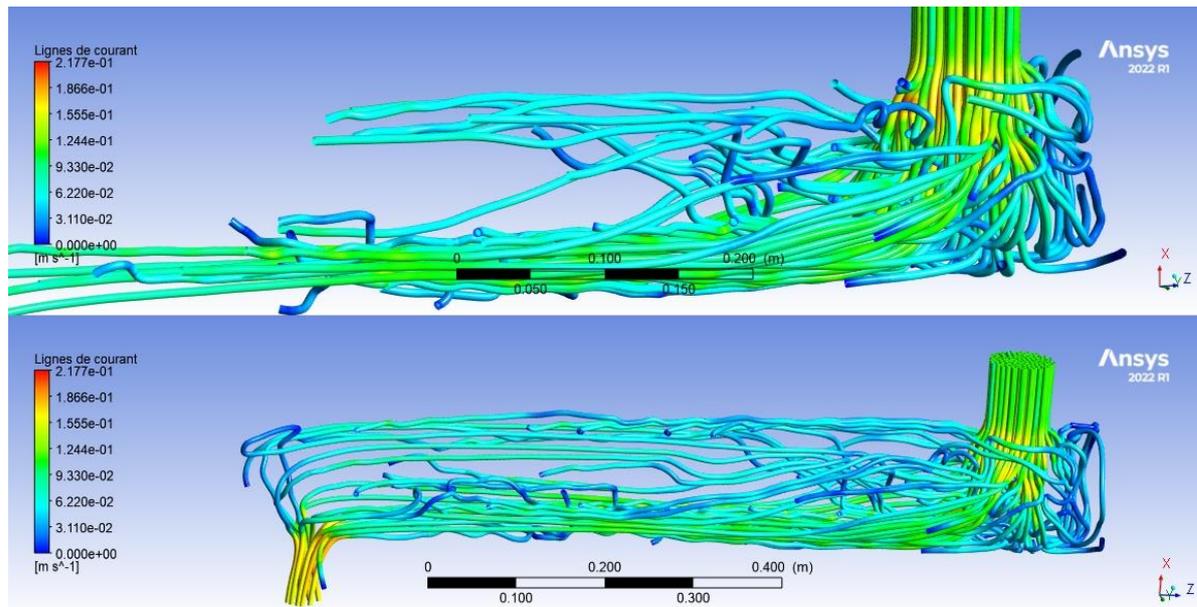


Figure 3.9 Lignes de courant à travers la calandre de configuration  $R=20+6\sin(x/8)$ , coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.



**Figure 3.10** Lignes de courant à travers la calandre de configuration  $R=20+8\sin(x/8)$ , coupe temporelle sur 10 secondes des particules depuis l'orifice d'entrée et vue de profil en bas.

### 3.2.2 Observations

- La densité des lignes de courants dans la partie inférieure de la calandre est plus importante que celle de la partie supérieure de celle-ci.
- La vitesse de propagation des particules entrantes est plus élevée dans la partie inférieure de la calandre que celle de la partie supérieure.
- Plus l'amplitude des ondulations est importante, plus l'écart entre les positions des particules qui pénètrent en même temps par l'orifice d'entrée de la calandre est important.

### 3.2.3 Analyse

La densité importante des lignes de courants en bas de la calandre indique que le débit est plus important dans cette partie que dans la partie supérieure.

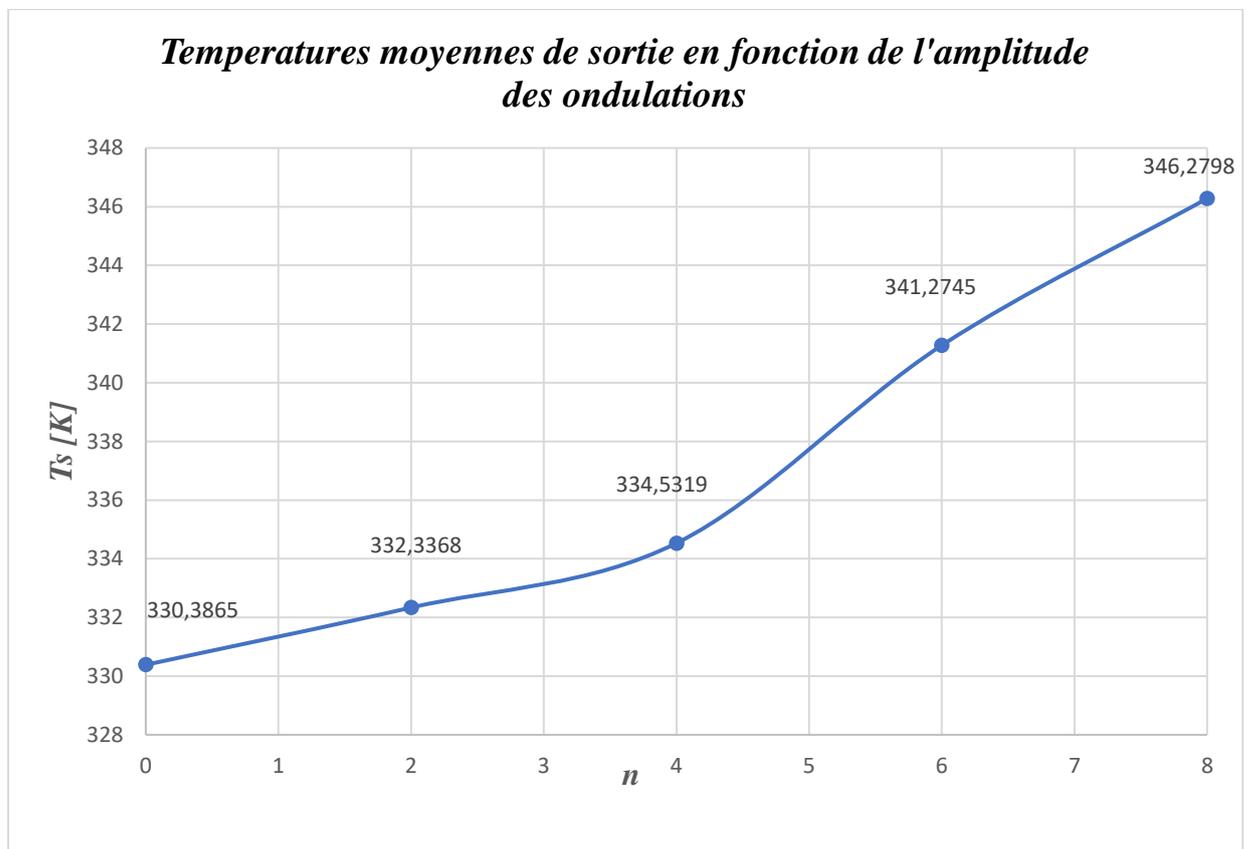
Cette observation justifie l'observation « b » des contours de températures. En effet on l'explique par le fait que plus une particule transit en contact avec la paroi chaude plus cette dernière se réchauffe.

Les observations « a » et « b » sont dues aux positions des orifices d'entrée et de sortie. La force normale a cette dernière pousse le fluide vers le bas qui aura plus de pression et donc plus de forces de pression vers l'orifice de sortie.

Par contre on voit que l'observation « c » de cette section et l'observation « c » des contours des températures sont en désaccords par rapport à l'analyse des observations « a » et « b » ; L'explication réside dans l'analyse des contours de températures.

Vue que les ondulations induisent la turbulence, et que la turbulence permet le mélange. Il est tout à fait acceptable physiquement que les particules du haut et du bas échangent de la chaleur et leur position a un certain niveau du trajet, pour ainsi permettre que les particules qui ont été plus réchauffées dans une partie avancée de leur parcours à cause de la faible répartition du débit dans la partie supérieure inverse sa position avec une particule de la partie inférieure de la calandre qui l'était moins.

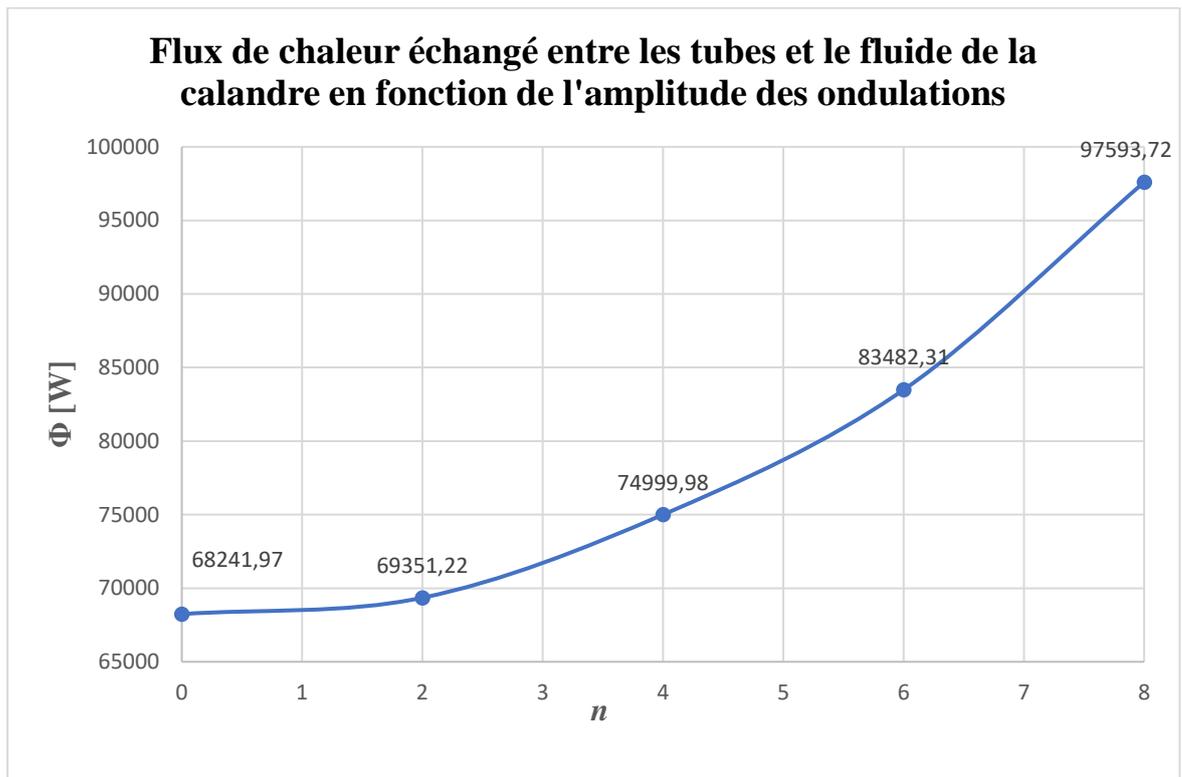
### 3.3 Températures de sortie



*Figure 3.11 Températures moyenne de sortie en fonction de l'amplitude des ondulations  $n$*

On observe une augmentation de la température de sortie en fonction de l'amplitude. Pour l'amplitude maximale étudiée, l'augmentation de la température atteint 5%. On peut voir que la pente de dépendance à l'amplitude est plus raide pour les amplitudes de  $4 < n < 8$  par rapport à ceux de  $n < 4$ .

### 3.4 Flux thermique



*Figure 3.12 Flux de chaleur échangé entre les tubes et le fluide de la calandre en fonction de l'amplitude des ondulations*

#### 3.4.1 Observations

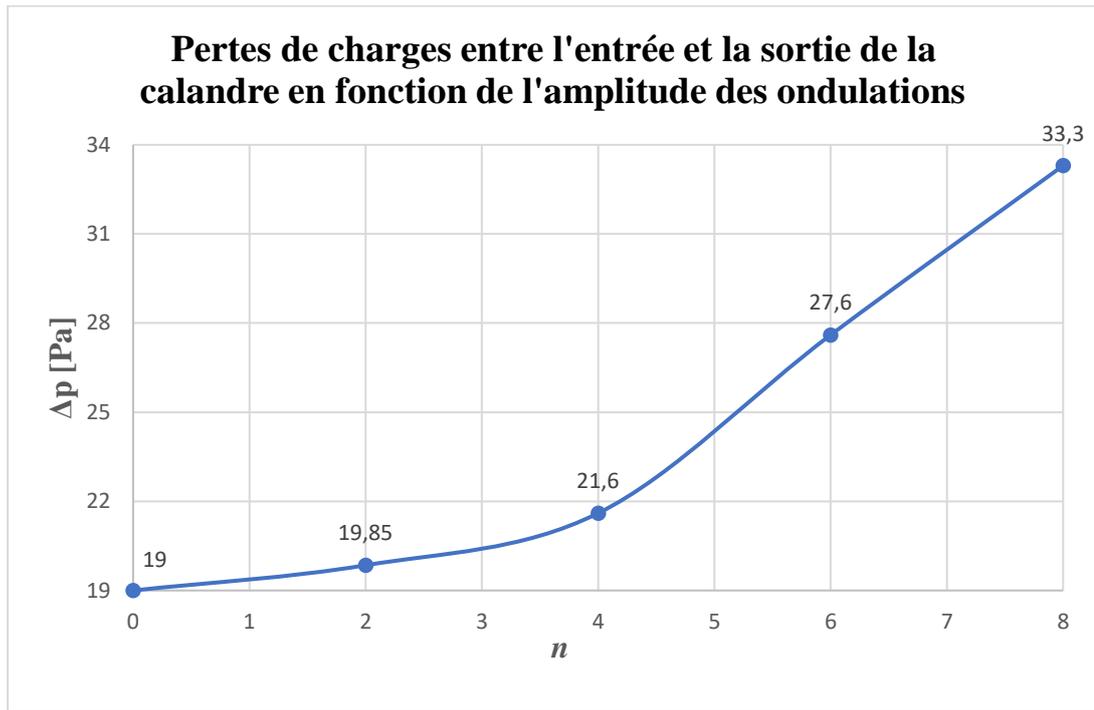
On observe une amélioration du flux de chaleur entre les tubes et le fluide qui circule à l'intérieur de la calandre en fonction de l'amplitude de l'ondulation. Pour l'amplitude maximale étudiée, l'amélioration du flux thermique atteint 43%. On peut voir que la pente de dépendance à l'amplitude est plus raide pour les amplitudes de  $4 < n < 8$  par rapport à ceux de  $n < 4$ .

#### 3.4.2 Analyse

Les résultats observés dans les sections « 3.3 et 3.4 » sont des conséquences directes des conclusions déduites des sections « 3.1 et 3.2 ».

En effet, le brassage du fluide diffuse l'énergie thermique de la couche conductive (couche du fluide en contact avec la paroi). Ceci permet de maintenir un gradient de températures dans cette couche relativement élevé. En d'autres termes, la température de cette couche reste relativement basse. Ce dont résulte une amélioration du flux thermique et par conséquent la température de sortie.

### 3.5 Pertes de charges



*Figure 3.13 Pertes de charges entre l'entrée et la sortie de la calandre en fonction de l'amplitude des ondulations*

#### 3.5.1 Observations

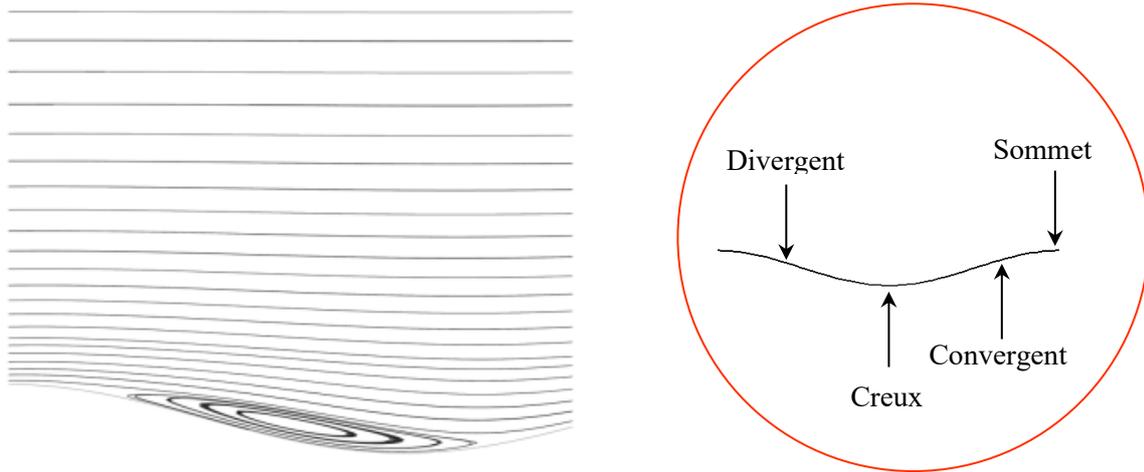
On constate une augmentation des pertes de charges en fonction de l'amplitude des ondulations. L'on voit aussi que la pente est plus raide pour les amplitudes de  $4 < n < 8$  par rapport à ceux de  $n < 4$ .

#### 3.5.2 Analyse

L'amplitude des ondulations accentue les pertes de charges car cette dernière génère des zones de recirculation plus ou moins importante qui s'additionnent avec le frottement entre le fluide et la paroi.

Dans l'étude de K. Chaib & Al [18], l'on peut constater le phénomène de détachement de la couche limite qui génère cette recirculation.

Ils expliquent que ce détachement se produit dans la partie divergente de l'ondulation.



*Figure 3.14 Recirculation entre le point de détachement et rattachement de la couche limite générée par l'ondulation [18]*

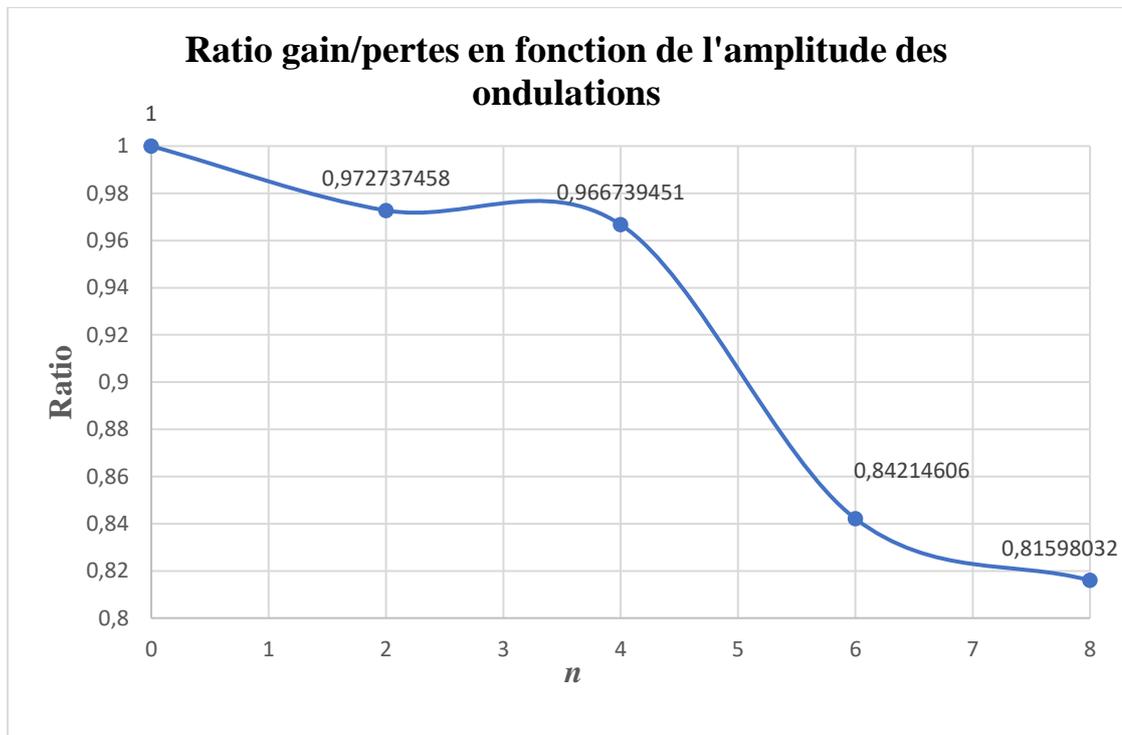
### 3.6 Ratio gain/pertes

Le ratio gain/pertes correspond au taux d'amélioration du flux de chaleur entre les tubes et le fluide qui circule dans la calandre sur le taux de pertes de charges en fonction de l'amplitude des ondulations.

La formule utilisée est la suivante

$$Ratio(n) = \frac{\left( \frac{\Phi(n)}{\Phi(n=0)} \right)}{\left( \frac{\Delta p(n)}{\Delta p(n=0)} \right)} \quad (2.25)$$

On peut voir sur la courbe de la **Figure 3.15** que les ondulations ne sont pas appropriées pour des problématiques d'optimisation « flux de chaleur/pertes de charges » étant donné que le ratio est inférieur à l'unité et que ce dernier ne fait que régresser en fonction de  $n$ .



*Figure 3.15 Ratio gain/perte en fonction de l'amplitude des ondulations*

### 3.7 Conclusion

On conclut que les ondulations sur les tubes améliorent le transfert thermique entre les tubes et la calandre, ce qui augmente à son tour la variation des températures entre l'entrée et la sortie de la calandre.

Par contre, cette amélioration est liée avec une augmentation de pertes de charges proportionnelle à elle.

Donc en fonction de l'objectif de l'utilisation ainsi que les moyens à disposition, la solution comportant des ondulations peut s'avérer rentable ou pas :

Si l'objectif premier est d'augmenter la température de sortie avec des contraintes spatiales. La solution des ondulations sur la paroi des tubes est rentable et permet de résoudre la problématique en respectant la contrainte imposée.

Si l'objectif est une optimisation entre le taux de transfert thermique et pertes de charges, la solution proposée n'est pas adaptée vu que le ratio gain/pertes n'atteint pas l'unité.

## *4 Conclusion générale et perspectives*

Le présent travail a fourni les définitions générales sur le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur, et particulièrement ceux du type tubes & calandre. Des travaux effectués y ont été mentionnées.

Pour cerner l'objectif souhaité, une méthodologie d'approche y a été développée suivie de la méthode de travail avec la description des éléments constituant cette dernière si ces derniers n'ont pas été cités avant.

La modélisation mathématique est constituée des équations de Navier-Stokes en régime turbulent pour prédire le comportement hydraulique du fluide. La turbulence fut modélisée par le modèle réalisable k- $\epsilon$  pour quantifier la viscosité turbulente en fonction de la position.

La modélisation des phénomènes thermiques est faite par l'équation de chaleur d'un fluide en écoulement.

La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre un système de 7 équations différentielles avec une discrétisation tétraédrale. Cette dernière étant résolue itérativement via l'algorithme SIMPLE.

Les résultats démontrent une amélioration du taux de transfert de chaleur en fonction de l'amplitude des ondulations. Par contre une augmentation des pertes de charges y est associée.

Ils démontrent aussi un ratio gain de flux de chaleur sur les pertes de charges inférieur à l'unité.

#### **Comme perspectives,**

L'étude d'un cas similaire avec un maillage plus raffiné proche des parois dans l'optique de capter plus de précisions dans les résultats. Eventuellement, tester d'autres modèles de turbulence et comparer les résultats de chacun.

Faire varier la fréquence d'ondulation et le débit pour élargir le champ d'appréhension de l'influence de ces derniers combinés, et obtenir des conclusions plus englobantes du phénomène.

La conception d'un modèle possédant des chicanes qui se rapporte plus aux modèles utilisés en industrie.

Une étude complète prenant en compte la variation des températures à l'intérieur des tubes afin d'établir un bilan global et complet des phénomènes thermiques et hydrauliques dans les échangeurs de chaleurs de type tubes ondulés & calandre.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] TEMA 10th Edition 2019 Tubular Exchanger Manufacturers Association
- [2] T.A. Rush, T.A. Newell, A.M. Jacobi, An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42 (1999) 1541-1553
- [3] A.A. Shrikant, R. Sivakumar, N. Anantharaman, M. Vivekanandan, CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations, *Applied Thermal Engineering* (2016)
- [4] Mohammad Reza Safarian, Farivar Fazelpour, Mehrzad Sham, Numerical study of shell and tube heat exchanger with different cross-section tubes and combined tubes, *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 10, pages 33–46 (2019)
- [5] Laetitia Perez , développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés, Thèse doctorat école nationale supérieure d'arts et métier, Bordeaux, 2003.
- [9] Frank P. Incropera & Al, *Fundamentals of Heat and mass transfer*, 8th edition ,Wiley (2017).
- [10] Ender Ozden & Ilker Tari, Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1004–1014
- [11] Patricia Anne D. Cruz & Al, Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of the heat transfer and fluid flow of copper (II) oxide-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger, *Digital Chemical Engineering* 3 (2022) 100014
- [12] Aroon Shenoy, Mikhail Sheremet & Ioan Pop, *Convective flow and heat transfer from wavy surfaces : Viscous Fluids, Porous Media, and Nanofluids*, CRC Press Taylor & Francis Group (2017)
- [13] Launder, B.E.; Spalding, D.B. (March 1974). "The numerical computation of turbulent flows". *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. **3** (2): 269–289
- [14] Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G. (1992), "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", *Physics of Fluids A*, Vol. 4, No. 7, pp1510-1520.
- [18] CHAIB Khaled, NEHARI Driss, SAD CHAMLOUL Nouredine, CFD Simulation of turbulent flow over rough surfaces, International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment ans Sustainability, TMREES15, *Energy Procedia* 74 (2015) 909-918.

---

# RÉFÉRENCES

---

## WEBOGRAPHIE

[6] <https://www.barriquand.com/echangeurs-thermiques-applications/echangeurs-thermiques-ndustrie/echangeur-chaleur-recuperation-energie-gaz-gaz/> (consulté en Juin,2022)

[7] <https://www.wt-sa.ch/fr/echangeurs-demontables/> (consulté en Juin,2022)

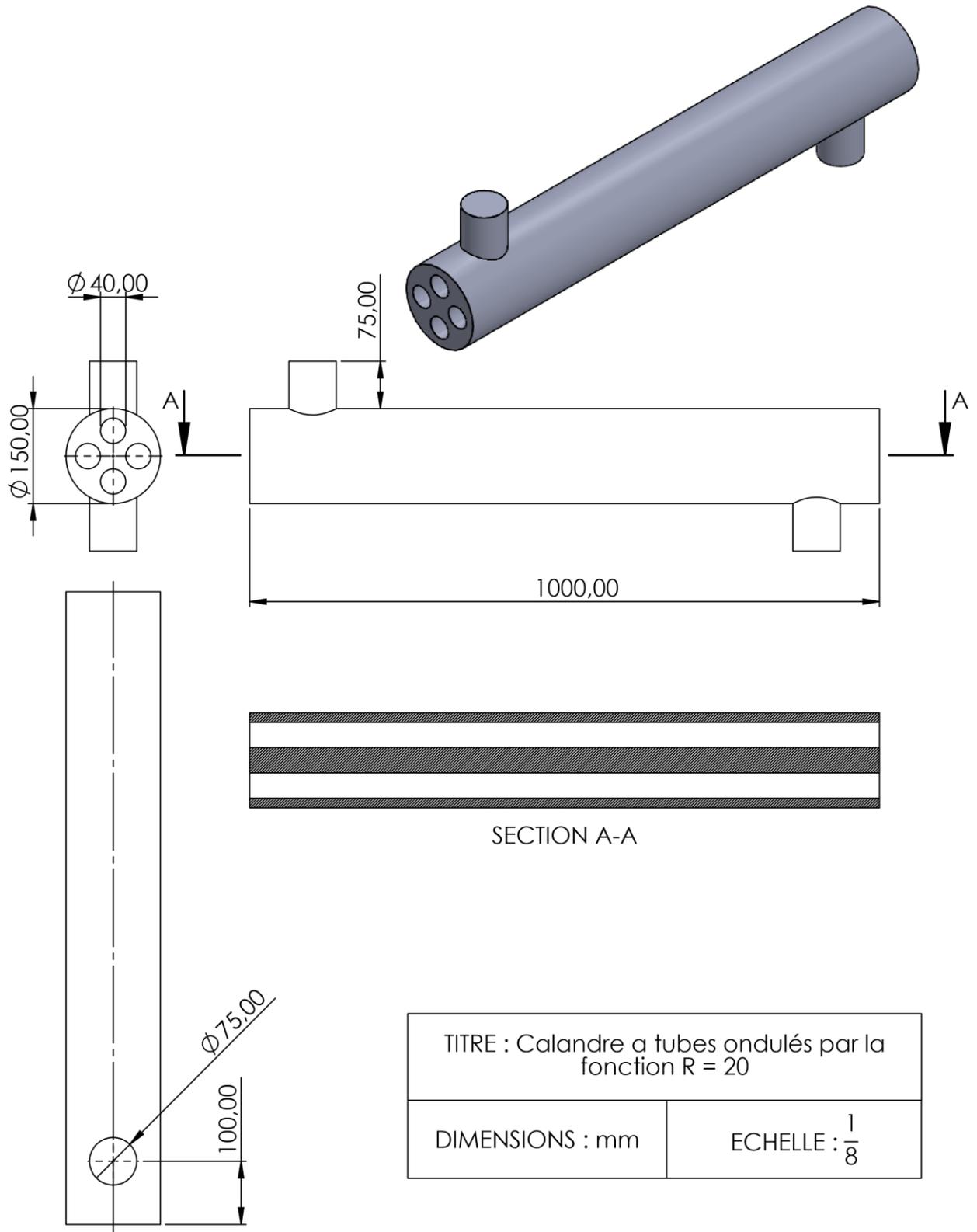
[8] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Nombre\\_de\\_Prandtl](https://fr.wikipedia.org/wiki/Nombre_de_Prandtl) (consulté en Juin,2022)

[15] [https://www.youtube.com/watch?v=7RkepgTJ\\_WA&list=PLbwHwdzeQ7olObBgZ\\_NHcz7FWcMWw2AAKN&index=1](https://www.youtube.com/watch?v=7RkepgTJ_WA&list=PLbwHwdzeQ7olObBgZ_NHcz7FWcMWw2AAKN&index=1), Chaîne youtube Mecabyte. (consulté en Juin,2022)

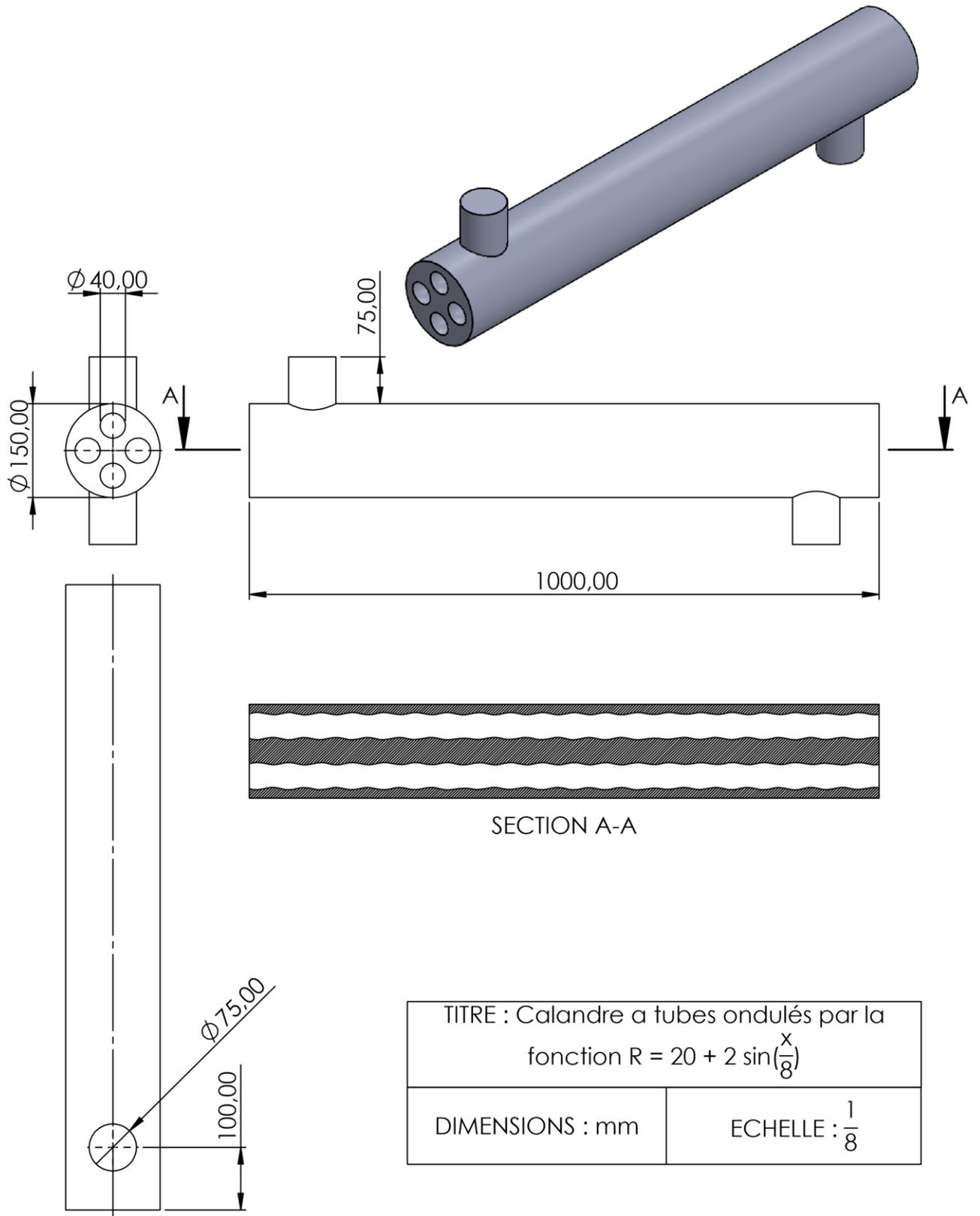
[16] [https://en.wikipedia.org/wiki/SIMPLE\\_algorithm](https://en.wikipedia.org/wiki/SIMPLE_algorithm) (consulté en Juin,2022)

[17] <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-yplus/82394> (consulté en Juin,2022)

**ANNEXE : Mise en plan des géométries étudiées**



*Figura A.1 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=0$*



*Figura A.2 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=2$*

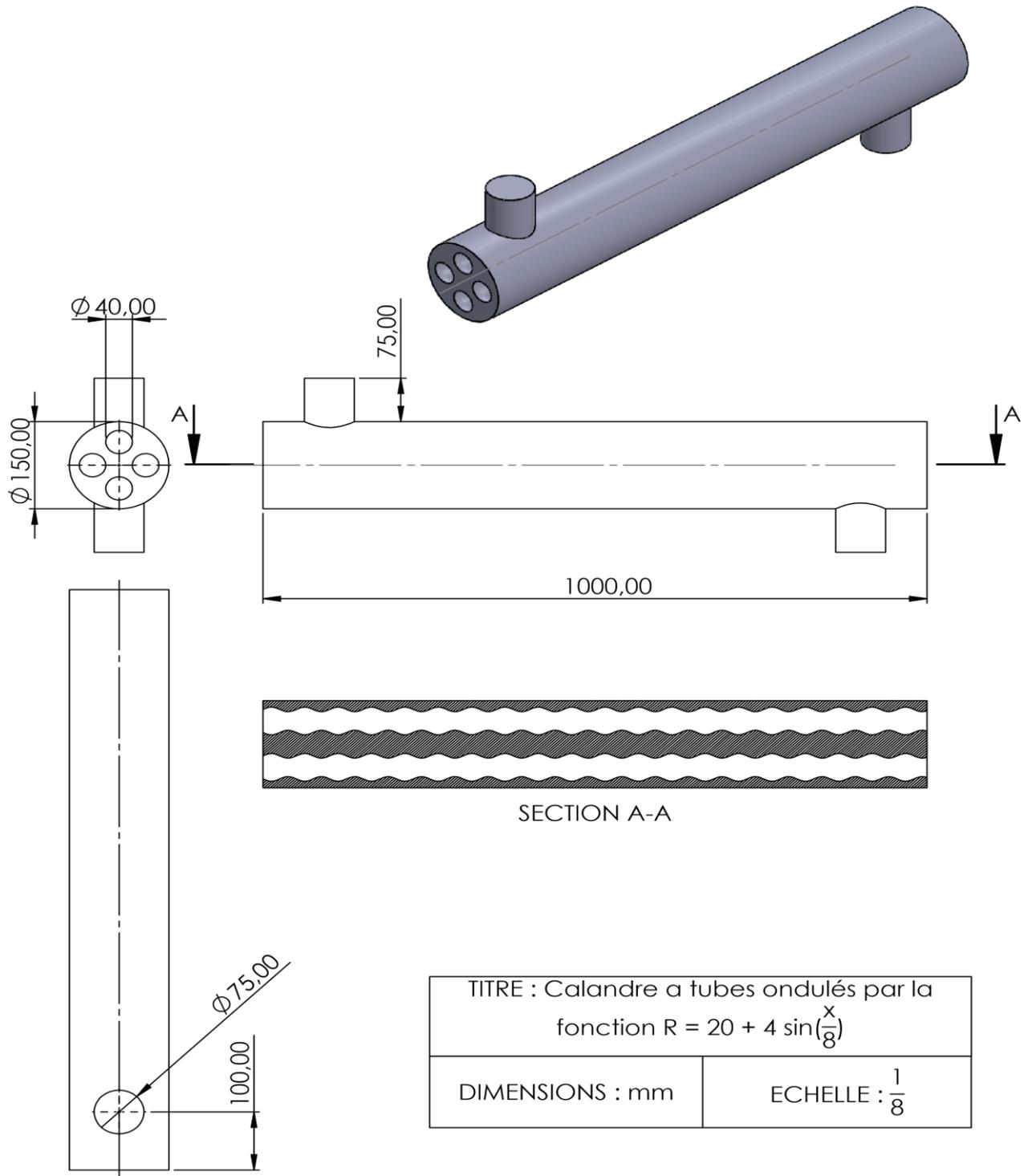


Figure A.3 1 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=4$

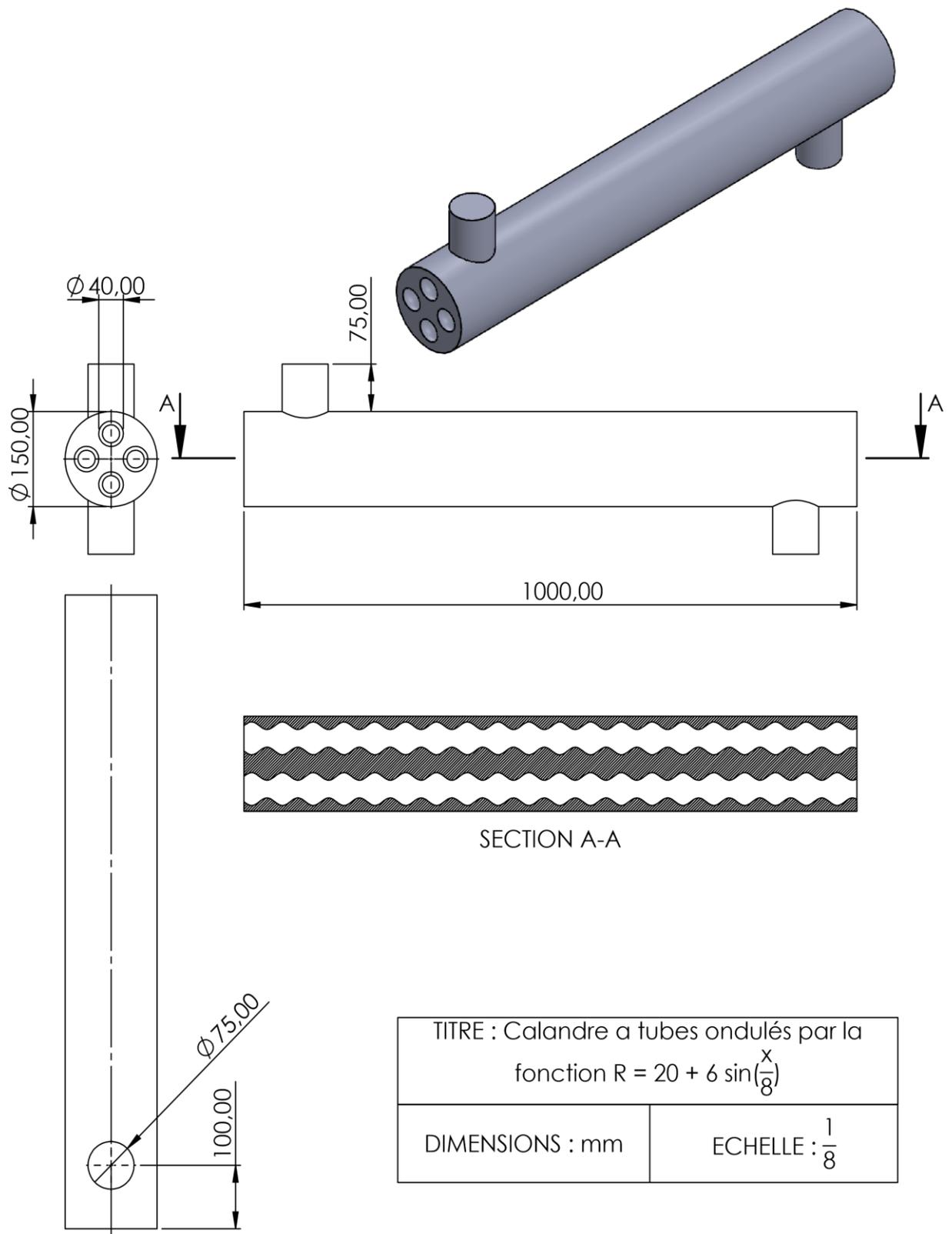


Figure A.4 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=6$

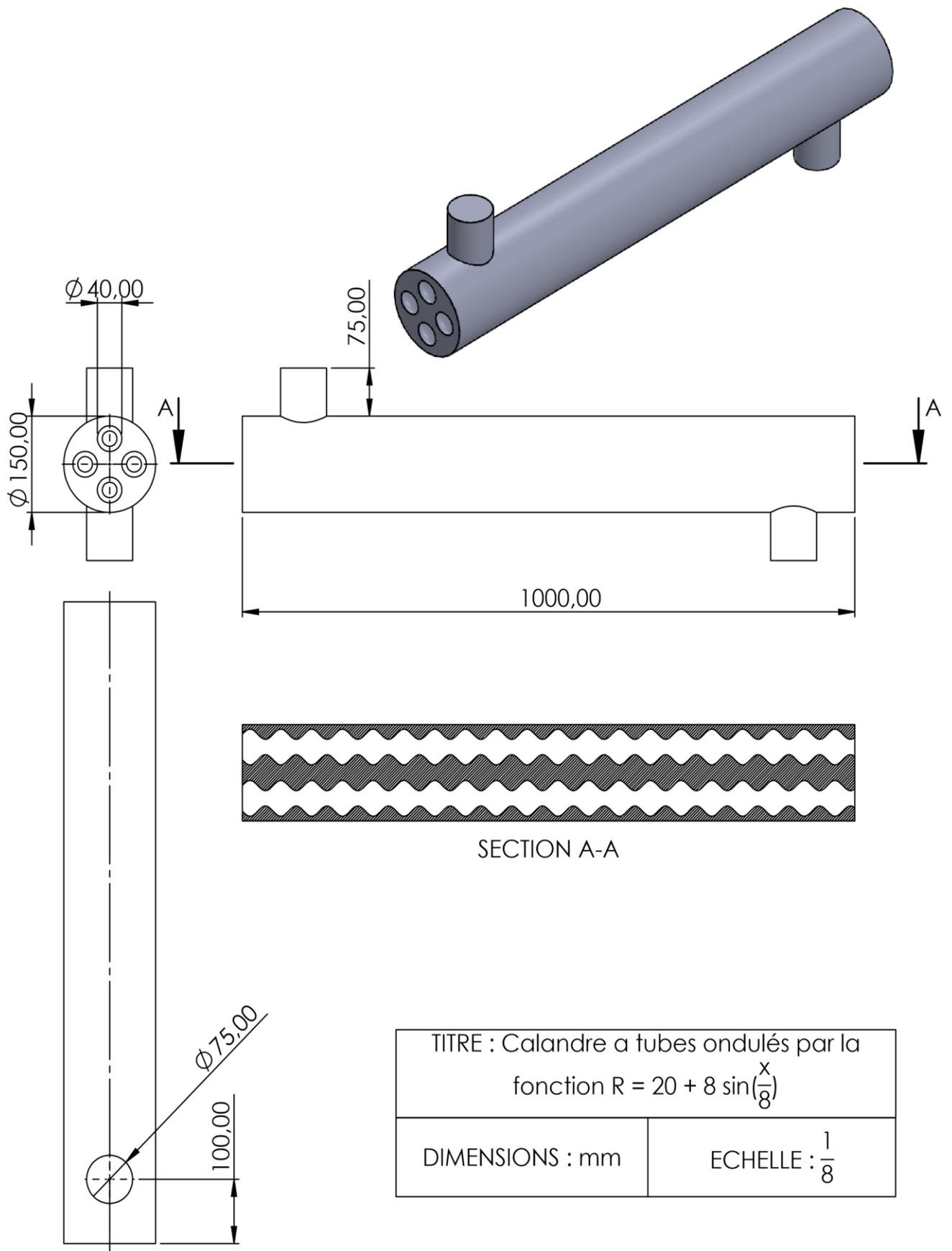


Figure A.5 Mise en plan du modèle de la calandre étudié avec  $n=8$

Abstract

## Abstract

The aim of this work is a numerical assessment of longitudinal wavy-tubes influence on different magnitude ( $0 \leq n \leq 8$ ) at constant frequency ( $Fr_{eq}=20$ ) and constant flow rate ( $Q=0,5$  kg/s) on hydraulic and thermal performances of the shell of shell & tubes heat exchanger. The results show an enhancement of heat transfer rate associated with increase of pressure drop.

**Keywords:** Shell & tubes heat exchanger; heat transfer; wavy surfaces; CFD.

## Résumé

L'objectif de ce travail consiste à évaluer numériquement l'influence de tubes ondulés longitudinalement sur différentes amplitudes ( $0 \leq n \leq 8$ ) à fréquence constante ( $Fr_{eq}=20$ ) et à débit constant ( $Q=0,5$  kg/s) sur les performances thermique et hydraulique de la calandre d'un échangeur de chaleur de type tubes/calandre. Les résultats démontrent une amélioration du transfert thermique avec l'augmentation de la perte de charges associées.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur tubes/calandre ; transfert thermique ; surfaces ondules ; CFD.

## المخلص

الهدف من هذا العمل هو التقييم العددي لتأثير أنابيب موجة طوليا بذروات مختلفة ( $0 \leq n \leq 8$ ) بتردد ثابت ( $Fr_{eq}=20$ ) وسعة التدفق ثابتة ( $Q=0,5$  كغ/ث) على القدرات الحرارية والهيدروليكية على شبكة مبادل حراري نوع انابيب شبكة. النتائج تبين تحسن النقل الحراري مع ارتفاع الضغط الضائع المرافق.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري انابيب شبكة؛ تبادل الحراري؛ المساحات المموجة؛ CFD.