

Travaux pratiques de mécanique de convection/Echangeur

Simulation numérique avec ANSYS/Fluent d'un échangeur de chaleur coaxial

Dahia Chibouti
dahia.chibouti@univ-eiffel.fr

1 Introduction

L'objectif de ce TP est d'utiliser le logiciel ANSYS/FLUENT pour simuler les écoulements et les transferts de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial. Pour ce faire, vous allez construire une géométrie 2D du problème à l'aide de l'outil DesignModeler puis le maillage associé avec Meshing. L'écoulement sera ensuite simulé via le solveur Fluent afin de déterminer l'efficacité de l'échangeur modélisé.

2 Présentation du problème

Un échangeur de chaleur permet de transférer de l'énergie sous forme de chaleur d'un fluide vers un autre. Ce procédé est régulièrement utilisé dans l'industrie pour le refroidissement ou le réchauffement de liquides ou de gaz. On peut citer comme exemple le refroidissement de l'eau circulant dans les radiateurs automobiles ou dans les générateurs de vapeur des centrales nucléaires entre les circuits primaires et secondaires.

On distingue plusieurs types de géométrie pour les échangeurs classés en fonction de leur construction, de la nature et du sens de l'écoulement des fluides. On s'intéresse ici à l'un des modèles le plus simple d'échangeur thermique, l'échangeur coaxial ou tubulaire, constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux.

Pour ce type d'échangeur, deux configurations existent. Soit les deux fluides s'écoulent dans le même sens et l'échangeur thermique est dit à co-courant, soit ils s'écoulent dans des sens opposés et l'échangeur est dit à contre-courant. Ces deux modes de fonctionnement conduisent à des performances différentes. Le mode d'utilisation le plus fréquent est celui dit à contre-courant, car il a un rendement plus élevé.

Dans le cadre de l'UE Activité expérimentale en énergétique, vous avez effectué des travaux pratiques sur un banc expérimental permettant d'étudier un échangeur de chaleur coaxial dans lequel circulent eau chaude et eau froide pour des configurations à co et contre-courant. Vous avez eu à déterminer l'efficacité de l'échangeur thermique dans ses deux modes de fonctionnement en calculant les flux de chaleur transférés des côtés chaud et froid et le coefficient de transfert global rapporté à la surface extérieure du tube. Avec les températures relevées, vous avez comparé le profil de température obtenu expérimentalement pour les fluides chaud et froid le long de l'échangeur au profil théorique.

L'objectif de ce travail sera de modéliser et de simuler le banc expérimental que vous avez étudié pour des configurations à co et contre-courant à l'aide du logiciel Ansys/Fluent afin de confronter vos résultats numériques aux résultats expérimentaux et théoriques. Lors de ces deux séances de travaux pratiques, vous allez dans un premier temps réaliser une géométrie représentant l'échangeur de chaleur que vous avez étudié expérimentalement. Vous construirez le maillage associé à cette géométrie puis vous simulerez l'écoulement des fluides chaud et froid dans cet échangeur avec le solveur Fluent. Vous pourrez ainsi déterminer à partir de la simulation numérique les flux de cha-

leur transférés des côtés chaud et froid et les températures en sortie des fluides chaud et froid dans les configurations à co et contre-courant. Ces températures seront comparées aux températures obtenues expérimentalement et théoriquement.

3 Etude théorique

On rappelle que le flux Φ cédé par le fluide chaud ou gagné par le fluide froid peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\Phi = \dot{m}C_p\Delta T \quad (1)$$

où \dot{m} est le débit massique, C_p la capacité thermique et ΔT un écart de température. On montre que le flux de chaleur (voir [1]) peut s'écrire aussi en fonction du coefficient de transfert global K , entre l'entrée et la sortie du tube considéré, rapporté à la surface extérieure :

$$\Phi = (KS)_e\Delta T_{ml} \quad (2)$$

où ΔT_{ml} est l'écart de température moyen logarithmique. Il représente un écart de température caractéristique dépendant du sens de circulation. À contre-courant, ΔT_{ml} est défini comme suit :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln[(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})]} \quad (3)$$

et à co-courant :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})}{\ln[(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})]} \quad (4)$$

- En utilisant les relations (1), (2), (3) et (4), vous établirez l'expression des températures d'eau chaude et froide ($T_{c,s}$ et $T_{f,s}$) en sortie de l'échangeur dans les configurations à co et contre-courant.
- En utilisant la méthode de l'analogie électrique, calculez la résistance totale thermique équivalente R au niveau de la paroi d'acier inoxydable de l'échangeur thermique conductivité k , de coefficient d'échange interne à la paroi, h_i , et de coefficient externe à la paroi, h_e . Vous en déduirez l'expression du coefficient de transfert global K_e rapporté à la surface externe S_e sachant que $K = 1/RS$.

En l'absence d'informations relatives aux deux coefficients d'échange h_i et h_e , on ne peut évaluer le coefficient de transfert K . Vous pourrez utiliser la corrélation de Gnielinski [2] pour des écoulements turbulents dans un cylindre pour déterminer h_i . Elle s'écrit :

$$Nu_{D_i} = \frac{(C_f/2)(Re_{D_i} - 10^3)Pr}{1 + 12,7(C_f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

Avec

$$Nu_{D_i} = \frac{h_i D_i}{k} \quad (6)$$

C_f représente le coefficient de frottement. Pour écoulement turbulent "lisse", il s'écrit :

$$C_f \approx 0,079 Re_{D_i}^{-1/4} \quad (7)$$

Pr est le nombre de Prandtl défini par $Pr = \nu/\alpha$, α et ν étant respectivement la diffusivité thermique et la viscosité cinématique de l'eau. $Re_{D_i} = \frac{\bar{u}_c D_i}{\nu}$ est le nombre de Reynolds de la

conduite interne de diamètre D_i et \bar{u}_c la vitesse débitante du fluide chaud.
Cette corrélation est valable pour :

$$0,5 \leq Pr \leq 10^6$$

$$2300 \leq Re \leq 5.10^6$$

Dans l'espace annulaire, le nombre de Reynolds $Re_{D_h} = \frac{\bar{u}_f D_h}{\nu}$ s'exprime en fonction du diamètre hydraulique $D_h = \frac{4S}{P}$ où P est le périmètre de la section mouillée S et \bar{u}_f est la vitesse débitante du fluide froid.

La corrélation (5) dans un cylindre reste applicable dans un espace annulaire à condition d'utiliser un diamètre équivalent tel que : $D_{eq} = \frac{D_o^2 - D_i^2}{D_i}$. Il faut ainsi définir un nombre de Reynolds associé à ce diamètre équivalent $Re_{D_{eq}} = \frac{\bar{u}_f D_{eq}}{\nu}$. Le domaine de validité de la corrélation pour l'espace annulaire est le même que celui de la conduite interne.

Éventuellement, vous pourrez comparer les coefficients d'échange obtenus avec la corrélation (5) et avec les corrélations de Dittus Boelter ou de Sieder et Tate (voir [1]).

Pour des débits d'eau froide et chaude $Q_{vf} = 3l/mn$ et $Q_{vc} = 2l/mn$

- Calculez le nombre de Reynolds Re_{D_i} dans le tube interne où circule l'eau chaude et Re_{D_h} dans l'espace annulaire où circule l'eau froide ainsi que Pr de l'eau et vérifiez que la corrélation (5) est valable pour ces gammes de nombre de Reynolds,
- Établissez l'expression des coefficients d'échanges h_i et h_e à partir des relations (6) et (5). Vous prendrez soin d'adapter la corrélation (5) à un espace annulaire en utilisant le diamètre équivalent défini au-dessus.

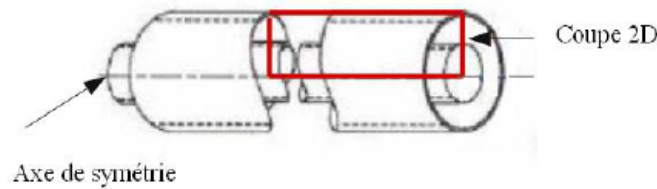
4 Géométrie du problème

Le problème est représenté sur les figures 1a et 1b. L'étude porte sur un échangeur thermique formé de tubes coaxiaux en forme de U pour des raisons de compacité. On rappelle que l'eau chaude circule dans le tube interne en acier inoxydable alors que l'eau froide circule dans l'espace annulaire entre le tube métallique et la paroi en acrylique afin de limiter les pertes de chaleur du fluide externe vers le milieu ambiant. On rappelle les caractéristiques géométriques de l'échangeur :

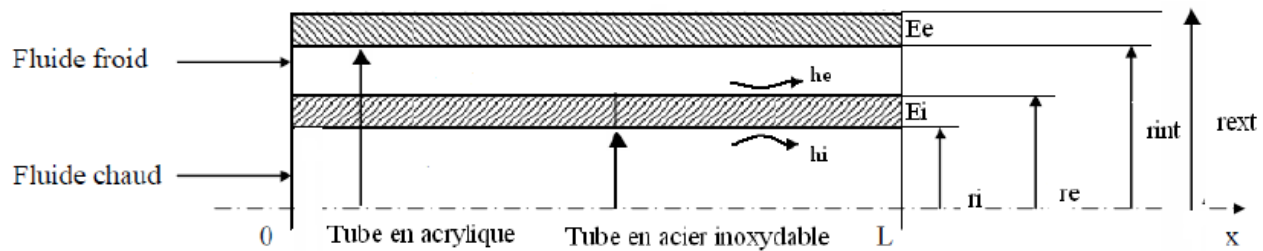
- Longueur totale : $L = 66cm$
- Tube intérieur
 - Diamètre intérieur du tube d'eau chaude : $D_i = 8,3mm$
 - Épaisseur intérieure du tube d'acier inoxydable $E_i = 0,6mm$
- Tube extérieur
 - Diamètre extérieur de l'espace annulaire d'eau froide : $D_{int} = 12mm$
 - Épaisseur extérieure de la paroi en acrylique : $E_e = 2,0mm$

Pour simuler ce problème, on admettra les hypothèses suivantes :

- Écoulement 2D axisymétrique
- Écoulement stationnaire ($\partial/\partial t = 0$)
- Écoulement incompressible ($\rho = cste$)



(a) Coupe 2D d'un échangeur coaxial [4]



(b) vue de la coupe 2D [4]

FIGURE 1 – Vue de la coupe 2D et caractéristiques géométriques de l'échangeur coaxial

- Écoulement visqueux newtonien ($\mu = \mu_{eau} = cste$)
- Écoulement turbulent ($Re > 2200$)

Vous allez considérer le domaine simplifié 2D présenté sur la figure 1b pour simuler le problème sous Ansys/FLuent. Vous prendrez obligatoirement l'axe ($O\vec{x}$) comme axe de symétrie.

5 Simulation avec Fluent de l'écoulement d'eau chaude et froide dans un échangeur thermique

Sous l'environnement Windows, allez dans Programmes et lancez le logiciel Ansys/FLuent. Pour créer un projet, double-cliquez sur **Mécanique des fluides (Fluent)** et spécifier 2D dans l'onglet **Propriétés de Géométrie**.

5.1 Construction de la géométrie sous DesignModeler

Lancez l'outil **DesignModeler** et choisir l'unité (mm).

Tracer l'esquisse

Pour ce problème, choisissez le plan XY (Dans **Arborescence**, sélectionnez **plan XY**), et le repère apparait. Dans la barre d'outils, cliquez sur l'outil **voir face**, pour une vue perpendiculaire au plan.

Pour construire la géométrie, cliquez sur **Esquisse** et sélectionnez **Dessiner**. À l'aide des outils proposés, réalisez la géométrie présentée sur la figure 1b en respectant les dimensions données.

Pour un écoulement axisymétrique, on est obligé de placer l'axe de symétrie de la figure 1b au centre du repère (0,0).

Préciser les cotes

Dans **Esquisse**, choisissez **Cotes** pour afficher le type de cotes proposées. Cliquez sur **Général** (généralement pratique pour les lignes) et sélectionnez l'arête dont on veut préciser la cote. Une fois l'arête sélectionnée, modifiez sa valeur dans le panneau **Vue détails**.

Avec DesignModeler, il n'est pas nécessaire d'imposer toutes les longueurs, il en calcule automatiquement une partie. Attention à ne pas sur-contraindre la géométrie en ajoutant des informations qu'il possède déjà. Une fois l'esquisse terminée, il faut préciser les surfaces à mailler.

Créer la surface à mailler

La surface à mailler est la surface délimitée par l'esquisse. Dans ce problème, il faut en premier lieu créer quatre surfaces distinctes délimitées par les quatre zones de l'esquisse, puis les associer. Cette étape est nécessaire pour la réalisation du maillage dans l'étape ultérieure.

Il faut, dans un premier temps, convertir le dessin en lignes qui permettront de créer les surfaces d'intérêts en sélectionnant un contour fermé à partir de lignes.

Cliquez sur **Concept** → **Lignes à partir d'esquisse**, sélectionnez l'esquisse et cliquez sur **Appliquer** (*Ligne1* apparaîtra dans votre arborescence) puis cliquez sur **Générer**.

Pour créer une surface associée à un contour fermé, cliquez sur **Concept** → **Surfaces à partir d'arêtes** et sélectionnez les lignes d'intérêt auxquelles on veut associer une surface. Pour sélectionner plusieurs lignes, maintenez la touche **ctrl** enfoncé lors de la sélection. Cliquez sur **Appliquer** une fois la sélection terminée et (*Surface1* apparaîtra dans votre arborescence) puis cliquez sur **Générer**.

Il faut répéter ce processus pour toutes les surfaces indépendantes à créer avant de les associer.

Dans les caractéristiques des surfaces, spécifier **fluide** ou **solide** pour chaque surface.

Pour l'étape d'association des surfaces, cliquez sur **Corps filaire** et avec un clic droit **Désactivez le corps filaire**, puis sélectionnez toutes les surfaces créées et avec un clic droit, sélectionnez **Former une nouvelle pièce**.

On obtient ainsi une seule pièce composée de quatre surfaces distinctes.

Pensez à sauvegarder le projet avec **Fichier** → **Sauvegarder Projet**. Quittez Design Modeler avant de revenir sous **WorkBench**.

5.2 Construction du maillage

Cliquez sur **rafraichir le projet** avant de lancer **Meshing**. La première étape du maillage consiste à identifier et nommer les différentes arêtes porteuses des conditions aux limites du problème. Avec l'outil **Arête**, nommez les différentes arêtes porteuses des conditions limites avec un clic droit sur l'arête, sélectionnez **Créer la sélection nommée** puis nommez l'arête en respectant les indications données sur la figure 2.

L'étape suivante est la construction du maillage. Cette étape est très importante, car la qualité du maillage est un paramètre important dans l'étude de l'écoulement considéré. Vous réaliserez ainsi le maillage donné dans la figure 3 en raffinant le maillage au niveau des couches limites pariétales.

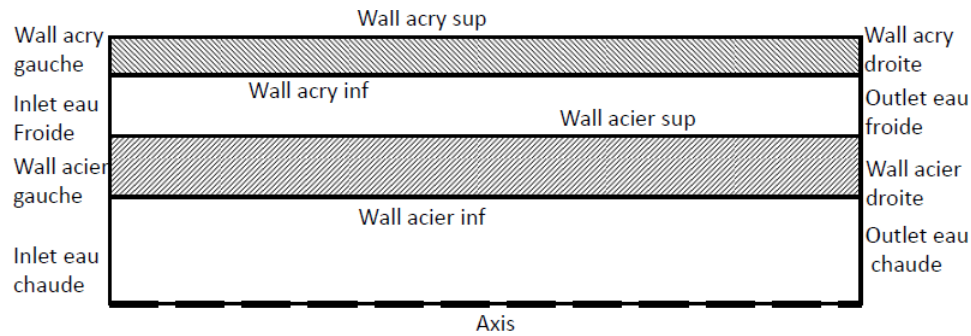


FIGURE 2 – Arêtes porteuses des conditions limites du problème

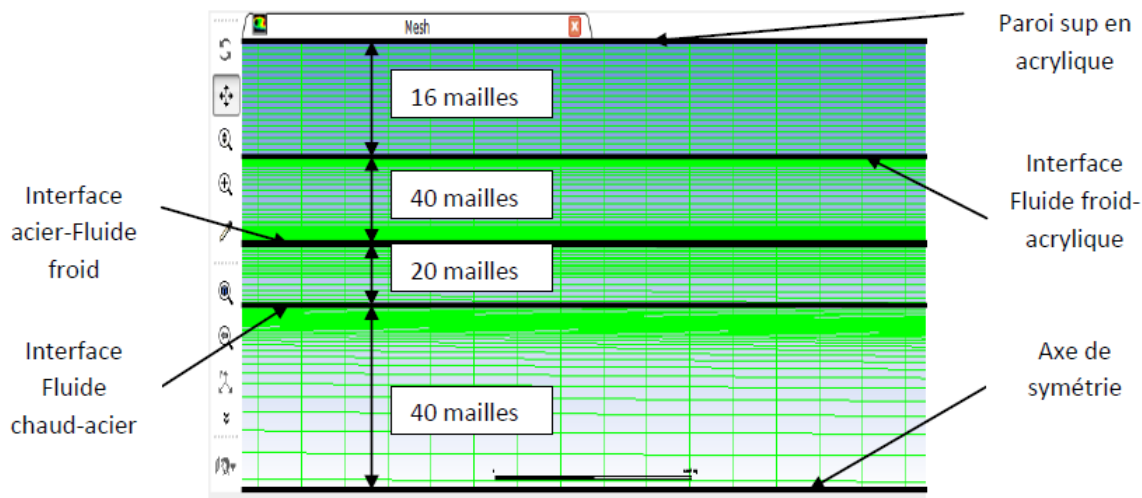


FIGURE 3 – Maillage de la géométrie 1b sous ansys [3]

5.3 Paramétrage de Fluent

Cette étape est déterminante dans la résolution du problème considéré, car elle permet de spécifier les modèles, les matériaux, les conditions aux limites et les méthodes numériques à utiliser pour la résolution. Il est donc nécessaire de comprendre l'écoulement que l'on résout ainsi que la signification des options que l'on coche sur Fluent.

Les écoulements dans les tubes étant turbulents, incompressibles et stationnaires en moyenne temporelle, vous résoudrez les équations de Navier-Stokes incompressibles pour calculer les écoulements moyens et vous prendrez un modèle de turbulence de type RANS (Reynolds Average Navier-Stokes), appelé $k-\omega$ -SST, pour modéliser l'influence des fluctuations turbulentes sur ces écoulements. L'équation de conservation de la masse sera résolue ainsi que l'équation de convection/diffusion de l'énergie dans les deux tubes. Dans les deux parois solides, en acier et en acrylique, l'équation de conduction de la chaleur sera résolue. La résolution de ces équations nécessitera d'imposer des conditions aux limites en adéquation avec les conditions expérimentales. Ces conditions aux limites sont données dans la figure 4.

Remarque : Au niveau de la paroi extérieure en contact avec l'air ambiant, un échange de chaleur par convection et rayonnement peut être imposé si la paroi extérieure du tube externe n'est pas complètement isolé. Dans ce cas, il faut connaître le coefficient d'échange convectif par convection naturelle h_{conv} , agissant sur la paroi cylindrique externe, mais également le coefficient radiatif h_r .

sur cette surface.

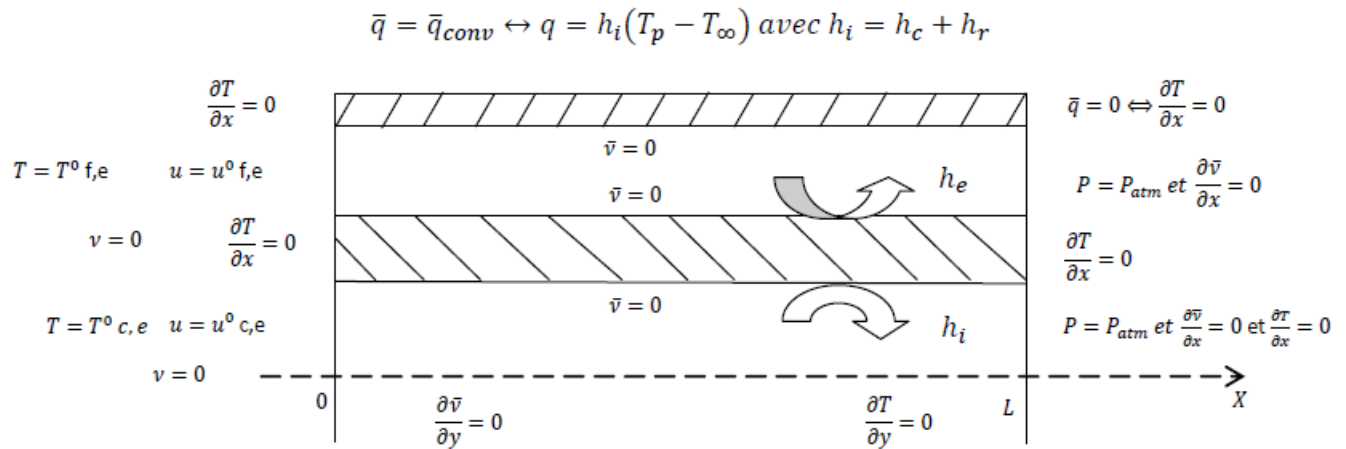


FIGURE 4 – Conditions limites du problème [3]

Dans l'arborescence de Fluent :

Setup :

- **General** :
 - **Solver** → Cochez **Pressure-Based**, **Absolute**, **Steady**, **axisymmetric**
- **Models** :
 - **Energy** → Activez la résolution de l'équation d'énergie
 - **Viscous** → **Edit**, choisissez **k- ω model** et sélectionnez **SST**
- **Materials** → **Create/Edit**, cherchez **water-liquid** dans l'étiquette **Fluent Database**, cliquez sur **copy** pour qu'un nouveau fluide apparaisse et modifiez les caractéristiques de l'eau. Vous penserez à différencier eau chaude et froide en fonction des caractéristiques de l'eau $\rho(T)$, $\mu(T)$ et $C_p(T)$ en rentrant par exemple un profil **polynomial** de ces deux variables plutôt que **constant** dans Fluent. Vous ajouterez également les solides **acier inoxydable** et **acrylique** en conservant les paramètres par défaut. Si le matériau n'existe pas, vous avez la possibilité de le créer dans Fluent en y rentrant les paramètres du matériau souhaité.
- **Boundary conditions**
 - **inlet eau froide** changez le type à **mass flow inlet** → **Edit**, entrez dans **mass flow rate** le débit massique d'eau froide, sélectionnez **Direction Vector** pour **Direction specification method** et entrez 1 pour **Axial component of flow direction**. Dans la partie turbulence, laissez le taux de turbulence par défaut et rentrez les diamètres hydrauliques de la conduite froide. Dans l'onglet **Thermal** rentrez la température de l'eau froide en entrée.
 - **inlet eau chaude** effectuez la même opération que pour l'eau froide en adaptant les propriétés
 - **Outlet eau froide** changez le type à **Pressure Outlet**
 - **Outlet eau chaude** changez le type à **Pressure Outlet**
 - **Wall acier gauche** changez le type à **Wall**

- **Wall acier droite** changer le type à **Wall**
- **Wall acry gauche** changer le type à **Wall**
- **Wall acry droite** changer le type à **Wall**
- **Wall acry inf** changer le type à **Wall**, sélectionnez **Stationary wall** dans **Wall motion** et **No slip** dans **Shear condition**. Dans **Thermal** sélectionnez **Coupled**
- **Wall acier inf** changer le type à **Wall**, sélectionnez **Stationary wall** dans **Wall motion** et **No slip** dans **Shear condition**. Dans **Thermal** sélectionnez **Coupled**
- **Wall acier sup** changer le type à **Wall**, sélectionnez **Stationary wall** dans **Wall motion** et **No slip** dans **Shear condition**. Dans **Thermal** sélectionnez **Coupled**
- **Wall acry sup** changer le type à **Wall** → **Edit**, sélectionnez **Convection** et rentrez le coefficient $h_i = 8,884$
- **Axis** changez le type **axis**

Les propriétés physiques de matériau acrylique :

- densité : $1,2g/cm^3$
- capacité thermique spécifique : $1,2 - 1,3J/g/K$
- conductivité thermique : $0,2W/mK$

Solution :

- **Solution Methods**
 - Pour **Pressure-Velocity coupling** → **SIMPLE**
 - Pour **Pressure** → **PRESTO!** et laissez les autres paramètres par défaut
- **Monitors** Décocher **Check convergence**
- **Calculation activities** → **Run calculation** et 100 itérations dans **Number of Time Steps** pour commencer.

Cliquez ensuite sur **Calculate** et observez l'évolution des résidus au cours du temps. Pensez à sauvegarder toute la configuration du modèle avec **File** → **Write** → **Case** dans un fichier *.cas (ces fichiers contiennent l'ensemble des paramètres physiques et numériques de la simulation).

Pour des débits d'eau froide et chaude $Q_{vf} = 3l/mn$ et $Q_{vc} = 2l/mn$:

- **Cas idéal** : En considérant que l'échangeur de chaleur est parfaitement isolé du milieu ambiant, vous déterminerez les flux transférés des côtés chaud et froid de la paroi en acier inoxydable et les différences de flux convectés entre l'entrée et la sortie de chaque tube. Vous déterminerez ainsi les températures $T_{c,s}$ et $T_{f,s}$ des fluides, chaud et froid, que vous comparerez aux températures théoriques pour les configurations à co et contre-courant.
- **Cas réel** : En prenant en compte les échanges radiatif et convectif entre le milieu ambiant et l'échangeur thermique, vous déterminerez les flux transférés des côtés chaud et froid de la paroi en acier inoxydable et les flux convectés. Vous déterminerez ainsi les températures $T_{c,s}$ et $T_{f,s}$ des fluides, chaud et froid, que vous comparerez aux températures expérimentales pour les configurations à co et contre-courant. Vous rentrerez dans Fluent le coefficient $h_i = h_r + h_c = 8,884W.m^{-2}.K^{-1}$ au niveau de la paroi externe en acrylique dans **Boundary conditions**
- Tracez l'évolution des profils de température numérique et des températures théoriques le long de l'échangeur (entrée, milieu et sortie) dans le cas idéal et les profils numérique et expérimental dans le cas réel.
- Éventuellement, on pourra utiliser la solution numérique pour déterminer si les coefficients

d'échange h_i et h_e de part et d'autre de la paroi en acier inoxydable sont constants le long de l'échangeur.

Effectuez ces calculs pour des débits d'eau froide Qv_f différents ($1L/mn$, $2L/mn$, $3L/mn$).

À la fin de vos calculs, pensez à sauvegarder toute la configuration du modèle ainsi que les données de calculs avec **File** → **Write** → **Case and Data** dans des fichiers *.cas et *.dat (ces fichiers contiennent l'ensemble des paramètres physiques et numériques de la simulation ainsi que les résultats).

Le tableau 5 présente les valeurs de températures relevées expérimentalement ainsi que les incertitudes sur ces températures pour un débit d'eau chaude Qv_c fixé à $2L/mn$ et un débit d'eau froide Qv_f allant de 1 à $3L/mn$ dans les configurations à co et contre-courant.

La figure 6 présente l'emplacement des thermocouples où sont relevées les températures en entrée,

Co-courant												
Température °(C)	T_3	dT_3	T_2	dT_2	T_1	dT_1	T_4	dT_4	T_5	dT_5	T_6	dT_6
3 l/mn	47,36	0,36	51,07	0,25	55,27	0,23	25,04	0,45	22,38	0,58	19,18	0,70
2 l/mn	48,89	0,29	52,02	0,26	55,71	0,25	26,65	0,45	23,29	0,61	19,16	0,60
1 l/mn	51,06	0,31	53,56	0,30	56,41	0,28	31,87	0,41	26,61	0,67	20,11	0,99
Contre-courant												
Température °(C)	T_3	dT_3	T_2	dT_2	T_1	dT_1	T_6	dT_6	T_5	dT_5	T_4	dT_4
3 l/mn	47,14	0,58	51,31	0,32	55,32	0,33	24,45	1,49	21,15	1,36	18,07	2,19
2 l/mn	48,52	0,37	52,28	0,26	55,17	0,18	26,38	1	22,26	0,93	18,06	0,70
1 l/mn	50,99	0,54	54,22	0,50	56,49	0,48	32,03	0,97	26,36	1,02	19,48	0,70

FIGURE 5 – Températures et incertitudes des fluides chaud et froid à co et contre-courant selon le débit [4]

milieu et sortie de l'échangeur pour les tubes interne et externe de l'échangeur.

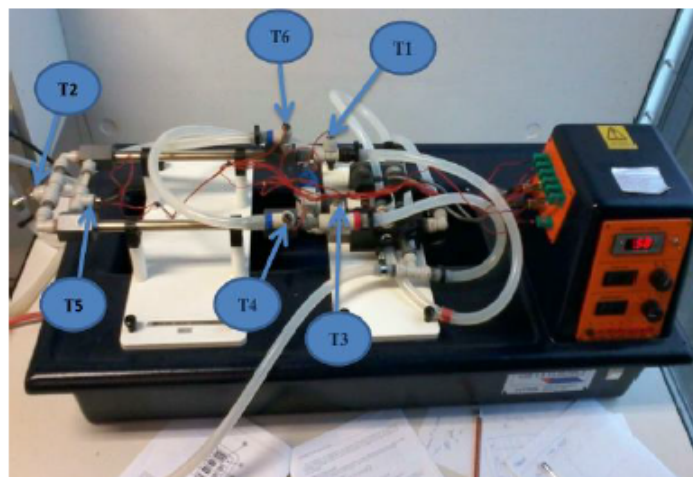


FIGURE 6 – Photo du dispositif expérimental et de l'emplacement des thermocouples sur ce banc expérimental [3]

Bibliographie

- [1] G. Lauriat, Echangeurs de chaleur : Licence de génie des procédés, licence de physique et application
- [2] A. Bejan, Convection heat transfer, Wiley, 1995
- [3] S. M'Zali et H. Iabbadene, Rapport de projet long : simulation numérique d'un échangeur thermique coaxial
- [4] M. Tavares, Rapport de stage : étude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur à co et contre-courant