

# Simulation numérique de la séparation de l'énergie et la génération de l'entropie dans un tube vortex fonctionnant au CO<sub>2</sub>

M. BAGHDAD<sup>a</sup>, A. OUADHA<sup>b</sup>

- a. Institut des sciences et de la technologie, Centre universitaire El-wancharissi 38000 Tissemsilt, Algérie. baghdad.cut@gmail.com
- b. Laboratoire des Sciences et Ingénierie Maritimes, Faculté de Génie Mécanique, Université des Science et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran 31000 Oran, Algérie.

## Résumé :

*L'objectif du présent article est d'utiliser la simulation numérique et la génération de l'entropie pour étudier les phénomènes d'écoulement et le mécanisme de séparation de l'énergie dans un tube vortex. Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>) est choisi comme fluide de travail et comparé à l'air. Le CO<sub>2</sub> est considéré comme un gaz réel dont les propriétés thermophysiques sont obtenues à l'aide de modèles d'équations d'état de la base de données NIST disponible dans le code du calcul ANSYS Fluent 15. L'écoulement et le transfert de chaleur dans le tube ont été déterminés en résolvant les équations de continuité, de mouvement et d'énergie ainsi que le modèle de turbulence à deux équations (k-ε). Les conditions aux limites ont été choisies pour des rapports massiques entre la sortie froide et l'entrée variant de 0.1 à 0.9 avec une pression d'entrée fixée à 200 kPa. Les résultats en termes de composantes de la vitesse, contours de températures, écarts de température et la production de l'entropie ont été comparés à ceux obtenus en utilisant l'air comme fluide moteur.*

## Abstract : (16 gras)

*The purpose of this paper is to use numerical simulation and entropy generation to study flow phenomena and the mechanism of energy separation in a vortex tube. Carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) is chosen as the working fluid and compared to air. CO<sub>2</sub> is considered a real gas whose thermophysical properties are obtained using equation of state models of the NIST database available in the ANSYS Fluent 15 calculation code. The flow and heat transfer characteristics in the tube were determined by solving the equations of continuity, motion and energy as well as the turbulence model with two equations (k-ε). The boundary conditions were chosen for mass ratios between the cold output and the input ranging from 0.1 to 0.9 with an input pressure of 200 kPa. The results in terms of velocity components, temperature contours, temperature deviations, and entropy production are compared to those obtained using air as the driving fluid.*

**Mots clefs : Tube Vortex, séparation d'énergie, génération de l'entropie, CO<sub>2</sub>.**

# 1 Introduction

Le tube Vortex est un dispositif de séparation de l'énergie qui produit simultanément des flux chauds et froids à partir d'une source de gaz comprimé. Cet appareil peut être utilisé pour le refroidissement et le chauffage. La simplicité et l'absence de pièces mobiles ont rendu ce dispositif attrayant pour diverses applications, telles que la déshydratation des gaz, l'élimination de la vapeur d'eau et des gouttelettes des flux de gaz naturel, et le refroidissement des processus industriels avec des pistolets à jet froid. De plus, les tubes vortex sont moins coûteux que les systèmes de climatisation traditionnels, un avantage qui offre des possibilités réalistes de remplacer les systèmes conventionnels par des tubes vortex dans certaines applications.

Depuis son invention par Ranque en 1933 et son amélioration par Hilsch (1947), de nombreux efforts ont été déployés pour expliquer le phénomène de séparation thermique sur la base d'analyses théoriques, numériques et expérimentaux ont été fournis. Cependant, son coefficient de performance est resté faible et le mécanisme de séparation de l'énergie reste ambigu. Depuis lors, d'autres propositions ont suivi au fil des ans afin d'améliorer ses performances : augmenter le nombre de buses d'entrée, changer le diamètre du tube, faire varier les diamètres de sorties chaude et froide et/ou changer le fluide de travail [1-23].

Les nouveaux développements dans les techniques de mesure et les outils de la CFD peuvent aider à mieux comprendre certains phénomènes d'écoulement et permettre de visualiser les écoulements du fluide dans le tube vortex, ce qui permettrait ensuite d'examiner comment se produit ce phénomène de séparation d'énergie. Les recherches ont été concentrées sur la production de données détaillées sur l'écoulement dans différentes configurations de tubes vortex par des mesures expérimentales et des simulations numériques [24-42].

L'air atmosphérique a été le fluide moteur le plus utilisé dans de nombreuses études. Peu d'études ont été menées sur le potentiel des tubes vortex utilisant d'autres fluides. Les fluides étudiés comprennent notamment l'oxygène, l'azote, l'argon, le méthane et les fluides frigorigènes [59-72]. Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>), qui présente l'avantage d'être un fluide naturel dont la disponibilité dépasse tout monopole, peut être utilisé dans un tube vortex.

Une attention croissante est accordée à l'application du deuxième principe de la thermodynamique pour l'analyse des systèmes énergétiques. Ces méthodes offrent l'avantage d'identifier le type et la cause des pertes dans un système. L'analyse basée sur la génération de l'entropie est un outil puissant dans l'optimisation des systèmes complexes. Cette méthode permet de localiser et quantifier les pertes par irréversibilités dans le système et montrer ainsi à quel endroit les efforts doivent être concentrés pour combattre ces irréversibilités [73-76].

Notre intérêt particulier réside dans les potentialités de l'utilisation du CO<sub>2</sub> comme fluide de travail dans un tube vortex. Ainsi, cet article présente les prédictions numériques obtenues à l'aide du modèle de turbulence  $k-\varepsilon$  de l'écoulement turbulent tridimensionnel dans un tube vortex utilisant le CO<sub>2</sub> comme fluide de travail pour une pression son entrée fixée à 200 kPa. Les résultats numériques ont été complétés par une analyse de la génération de l'entropie dans le tube vortex en fonction de la fraction froide.

## 2 Description du problème

La Figure 1 montre une représentation schématique de la configuration du tube vortex étudié. Cette configuration a fait l'objet d'une étude expérimentale menée par Dincer et al. (2009), suivie d'études numériques par les auteurs (Baghdad et al., 2011 ; Ouadha et al., 2013 ; Baghdad et al., 2018). Le fluide de travail est introduit tangentiellement dans le tube par quatre orifices identiques de section

d'entrée de  $2 \times 2 \text{ mm}^2$ . Le diamètre de l'extrémité froide est de 5 mm et l'extrémité chaude est définie par une vanne en forme conique ayant un angle de  $30^\circ$ .

**Tableau 2.** Résumé de la littérature sur les fluides moteurs utilisés dans les tubes vortex

| Ann.   | Auteurs                    | Étude       | Fluide moteur  | Conclusion                               |
|--------|----------------------------|-------------|--|--|
| 2003-4 | Poshernev et Khodorkov     | Exp.        | Gaz naturel  | /  |
| 2003   | Saidi et al.               | Exp.        | He, O <sub>2</sub> , Air   | He (meilleures performances)             |
| 2009   | Farouk et al               | Num.        | Mélange N <sub>2</sub> -He   | Séparation des espèces                   |
| 2009   | Kırmacı                    | Exp.        | Air, O <sub>2</sub>  | O <sub>2</sub> (meilleures performances) |
| 2009   | Sarkari                    | Théo.       | CO <sub>2</sub>  | /  |
| 2010   | Farzaneh-Gord et Kargaran  | Exp.        | Gaz naturel  | Air (meilleures performances)            |
| 2011   | Polat et Kırmacı           | Exp.        | Air, O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , Ar  | /  |
| 2012   | Khazaei et al.             | Exp.        | Air, CO <sub>2</sub> , He, NH <sub>3</sub> , N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , Vapeur d'eau                  | He (meilleures performances)             |
| 2013   | Han et al.                 | Exp.        | R728, R744, R32, R22, R134a  | R22 (meilleures performances)            |
| 2013   | Kargaran et al.            | Théo.       | Gaz naturel  | /  |
| 2014   | Mohammadi et Farhadi       | Exp.& Num.  | LPG-N <sub>2</sub>   | Séparation des espèces                   |
| 2014   | Thakare et Parekh          | Num.        | Air, CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , He, O <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , Vapeur d'eau | H <sub>2</sub> (meilleures performances) |
| 2016   | Jafargholinejad et Heydari | Num.        | Air, CH <sub>4</sub>   | CH <sub>4</sub> (meilleur performance)   |
| 2017   | Devade et al.              | Num.        | Air, N <sub>2</sub> , He, CO <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub>  | He (meilleures performances)             |
| 2018   | Chen et al.                | Num.        | H <sub>2</sub>   | /  |
| 2018   | Kırmacı et Kaya            | Exp. & Num. | Air, O <sub>2</sub>  | Air (meilleures performances)            |
| 2018   | Niknam et Fiaschi          | Num.        | Air-H <sub>2</sub> O, CH <sub>4</sub> -H <sub>2</sub> O  | Séparation des espèces                   |
| 2018   | Qyyum et al.               | Num.        | Gaz naturel  | /  |
| 2018   | Suhaimi et al.             | Num.        | N <sub>2</sub> , NH <sub>3</sub> , H <sub>2</sub> , He, Air, CO <sub>2</sub> , CO, CH <sub>4</sub>           | He (meilleures performances)             |
| 2018   | Yun et al.                 | Exp.        | CO <sub>2</sub> -air   | Séparation des espèces                   |

### 3 Mise en équations

#### 3.1 Equation de base

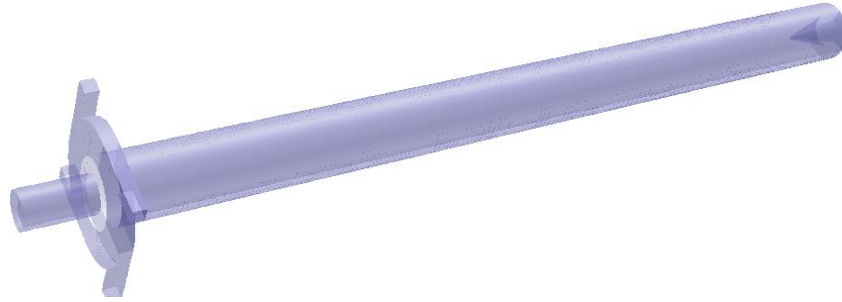
L'écoulement de fluide dans le tube vortex est considéré comme stationnaire, compressible et 3D. L'équation de continuité, les équations de Navier-Stokes et l'équation d'énergie sont décrites comme suit:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( K_e + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (3)$$

a.



b.

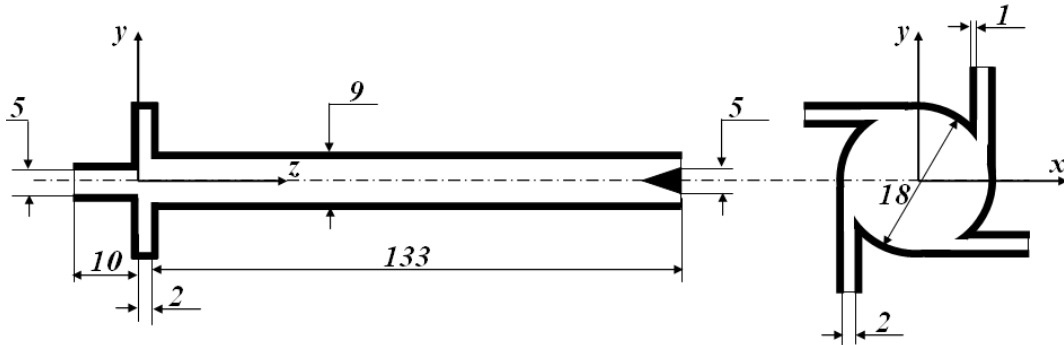


Figure 1. Problème physique : a. Vue 3D ; b. dimensions du tube (en mm)

où  $\rho$ ,  $u_i$ ,  $p$  et  $E$  indiquent la masse volumique, les composantes de la vitesse dans les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$ , la pression statique et l'énergie totale volumétrique. La contrainte visqueuse est définie par :

$$\left(\tau_{ij}\right)_{eff} = \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

L'hypothèse de Boussinesq est utilisée pour exprimer les tensions de Reynolds :

$$-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

### 3.2 Modèle de turbulence

Dans la présente étude, le modèle  $k-\varepsilon$ , avec traitement de paroi est utilisé pour l'étude de l'écoulement dans le tube vortex. La forme générique des équations du modèle  $k-\varepsilon$  est :

$$\frac{dk}{dt} = P_k - \varepsilon + D + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + E + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

où  $D$  et  $E$  sont les termes correctifs de la paroi. La viscosité cinématique turbulente est donnée pour ce modèle par :

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

où  $f_\mu$ , comme  $f_{\varepsilon 2}$ , désigne une fonction d'amortissement destinée à prendre en compte les effets de la paroi. Le modèle de Launder et Sharma (1974) utilise des corrections destinées à simuler les effets d'un faible nombre de Reynolds. Les termes correctifs à la paroi sont :

$$D = -2\nu \left( \frac{\partial k^{0.5}}{\partial x_j} \right)^2 \quad \text{et} \quad E = 2\nu\nu_t \left( \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_k} \right)^2$$

qui sont destinés respectivement à reproduire le comportement en  $y$  et le pic de  $k$  dans la région tampon, avec

$$f_{\varepsilon_2} = \left( 1 - 0.3 \exp(-\text{Re}_t^2) \right), \quad f_\mu = \exp\left(-3.4 / (1 + 0.02 \text{Re}_t)^2\right)$$

$$\text{et } c_4 = 0.5 \text{Re}_t = \frac{k^2}{\mu\varepsilon}, \quad C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon_1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon_2} = 1.92, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Le modèle de Chien (1982) se base aussi sur le comportement asymptotique à la paroi mais repose beaucoup plus sur la distance à la paroi  $y$ . Les termes supplémentaires sont :

$$D = -\frac{2\nu k}{y^2} \quad \text{et} \quad E = -\frac{2\nu\varepsilon}{y^2} \exp\left(-\frac{c_4 u_\tau y}{\nu}\right)$$

avec,

$$f_{\varepsilon_2} = 1 - \frac{0.4}{1.8} \exp\left(-\left(\frac{k^2}{6\nu\varepsilon}\right)^2\right), \quad f_\mu = 1 - \exp\left(-\frac{c_4 u_\tau y}{\nu}\right)$$

et

$$C_{\varepsilon_1} = 1.35, \quad C_{\varepsilon_2} = 1.8, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad c_3 = 0.0115, \quad c_4 = 0.5$$

Le traitement de paroi amélioré est sélectionné et les effets thermiques sont pris en compte. Le raffinement du maillage près de la paroi est effectué de sorte que la distance non dimensionnelle par rapport à la paroi  $y^+$  soit environ 1. La distance non dimensionnelle par rapport à la paroi  $y^+$  est définie comme suit :

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (9)$$

Une intensité de turbulence de 5% a été spécifiée à l'entrée sachant qu'aucune information sur les niveaux de turbulence n'étant fournie dans les travaux expérimentaux.

### 3.3 Conditions aux limites

La fiabilité et la précision de toute simulation *CFD* dépendent de la modélisation des conditions aux limites. Les conditions aux limites doivent imiter exactement la configuration expérimentale dans laquelle à mesure que la position de la vanne change, les proportions d'air chaud et d'air froid changent. Ainsi, la quantité de fluide sortant de l'extrémité froide peut varier de 0 à 100% du débit massique entrant. La quantité de ce fluide est appelée la fraction froide :

$$\xi = \dot{m}_c / \dot{m}_f \quad (10)$$

A l'entrée, la pression est fixée à 200 kPa. Cependant, à la sortie froide, une pression atmosphérique est imposée. La pression à la sortie chaude est fixée pour que le débit massique à la sortie chaude soit prescrit en fraction du débit d'entrée.

Les propriétés thermophysiques du  $\text{CO}_2$ , telles que la densité, la viscosité et la chaleur spécifique, ont été obtenues par le logiciel REFPROP, un programme de calcul des propriétés du fluide développé par NIST. Le modèle de gaz réel NIST se révèlent être très proche des données expérimentales (Dutta et al., 2011, Chen et al., 2018)

Le corps du tube est considéré non-adiabatique (Baghdad et al., 2018). Les conditions non adiabatiques de la paroi ont été examinées par la condition « shell conditions » dans le code de calcul

*Fluent* pour une épaisseur de 1 mm. Les propriétés thermophysiques du matériau de la paroi, le cuivre, sont présentées dans le Tableau 2.

**Tableau 2.** Propriétés thermophysiques de la paroi du tube

| Propriétés                         | Cuivre |
|------------------------------------|--------|
| Masse volumique, kg/m <sup>3</sup> | 8978   |
| Chaleur spécifique, J/kg.K         | 381    |
| Conductivité thermique, W/m.K      | 387.6  |

### 3.4 Génération de l'entropie

Il est bien connu que le taux de croissance de l'entropie (génération d'entropie) caractérise l'irréversibilité de tout système thermodynamique. La théorie générale de l'analyse de la génération d'entropie a été développée par Bejan (1982, 1996). Dans cet article, les développements de Kock et Herwig (2004, 2005) ont été adoptés. Puisque les équations sont moyennées par la méthode de Reynolds, Kock et Herwig (2004, 2005) ont montré que l'équation de production d'entropie devrait également être moyennée par le temps, ce qui divise chaque contribution de la production d'entropie en une moyenne temporelle et des parties fluctuantes. Enfin, quatre groupes de termes de production d'entropie ont été identifiés :

$$S_{gen,v} = \frac{\mu}{T} \left[ 2 \left( \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (11)$$

$$S'_{gen,v} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (12)$$

$$S_{gen,T} = \frac{k}{T^2} \left[ \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)^2 \right] \quad (13)$$

$$S'_{gen,T} = \frac{k_t}{T^2} \left[ \overline{\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)^2} \right] \quad (14)$$

Les quatre termes de production d'entropie dans des écoulements turbulents représentent :

$S_{gen,v}$  : taux de production d'entropie par dissipation directe,

$S'_{gen,v}$  : taux de production d'entropie par dissipation indirecte (turbulente),

$S_{gen,T}$  : taux de production d'entropie par conduction thermique avec des gradients de température,

$S'_{gen,T}$  : taux de production d'entropie par transfert de chaleur avec des gradients de température fluctuants.

où  $\varepsilon$  est le taux de dissipation de la turbulence et  $k_t$  la conductivité thermique turbulente. Leurs valeurs sont définies par le modèle de turbulence utilisé.

$$S_{gen} = S_{gen,T} + S'_{gen,T} + S_{gen,v} + S'_{gen,v} \quad (15)$$

Pour montrer lesquels des effets visqueux et thermiques dominant, on définit un nombre sans dimension appelé nombre de Bejan. Ce nombre permet de montrer la contribution des effets thermiques dans la génération totale de l'entropie. Il est défini par :

$$\text{Be} = \frac{S_{gen,T} + S'_{gen,T}}{S_{gen,T} + S'_{gen,T} + S_{gen,v} + S'_{gen,v}} \quad (16)$$

## 4 Résolution numérique

L'avantage de la symétrie de domaine a en fait été utilisé pour limiter le domaine de calcul au quart du tube et en utilisant des conditions périodiques qui devraient prendre en compte tout mouvement secondaire éventuel. La grille est générée à l'aide de cellules hexaédriques équidistantes afin de minimiser toutes les erreurs associées à l'extrusion, à la distorsion, etc. La Figure 2 montre deux vues différentes du maillage généré.

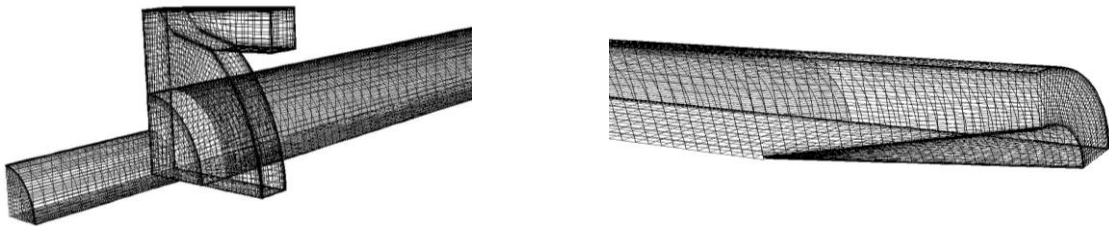


Figure 2. Maillage du domaine de calcul

Les équations (1) - (3), les équations du modèle de turbulence et les conditions aux limites correspondantes ont été résolues numériquement à l'aide du code CFD Fluent 15.0 en utilisant le solveur « Density based » en mode stationnaire. Un schéma de second ordre est utilisé pour discrétiser les termes de toutes les équations citées ci-dessus. L'algorithme SIMPLE est utilisé pour le couplage entre le champ des pressions et le champ des vitesses. Les facteurs de sous-relaxation ont été ajustés pour assurer la convergence des calculs. Le critère de convergence prescrit est  $10^{-5}$  pour toutes les variables avec une conservation du débit inférieure à  $10^{-7}$ .

## 5 Résultats et discussions

L'étude de l'indépendance de la grille a été déjà réalisée par les auteurs (baghdad et al., 2018) pour différentes pression à l'entrée du tube. La même grille validée de 432,920 mailles est utilisée dans cette simulation.

Les résultats de cette section sont présentés comme suit. Tout d'abord, l'air a été utilisé comme un fluide moteur et les résultats de la simulation sont comparés aux données expérimentales pour une pression d'entrée de 200 kPa. Ensuite, l'écoulement dans le tube vortex est analysé en utilisant le  $\text{CO}_2$  comme fluide de travail. En outre, les profils et les contours de température et de vitesse à différents emplacements du domaine sont analysés. Enfin, une analyse de la production de l'entropie est effectuée afin de calculer les différentes quantités et leurs rapports dans le tube.

### 5.1 Validation

En utilisant l'air comme fluide de travail, Dincer et al. (2009) ont présenté leurs résultats sous forme de mesures de la différence de température moyenne entre les flux chauds et froids en fonction de la fraction froide et de l'entrée de pression. Pour établir la validité du modèle numérique, une comparaison de différences de température moyennes entre la sortie chaude et la sortie froide avec

celles mesurées par Dincer et al. (2009) a été faite. La Figure 3 montre une comparaison de la différence de température moyenne ( $\Delta T = T_c - T_f$ ) pour une pression d'entrées de 200 kPa. À première vue, les données expérimentales suggèrent une augmentation quasi linéaire de la différence de température avec la fraction froide, alors que les prédictions numériques ne semblent pas reproduire correctement ce comportement. Cependant, le modèle est capable de reproduire des résultats raisonnables et acceptables avec une erreur relative inférieure à 5% par rapport aux mesures expérimentales. La figure montre également la variation des différences de température moyennes calculées lorsque le fluide de travail est du CO<sub>2</sub>. Il est démontré que, dans des conditions géométriques et de fonctionnement similaires, le CO<sub>2</sub> produit des différences de température moyenne inférieures à celles de l'air.

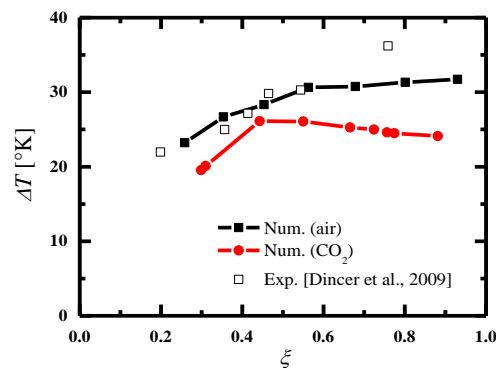


Figure 3. Performance du modèle numérique dans la prédiction de mesures expérimentales

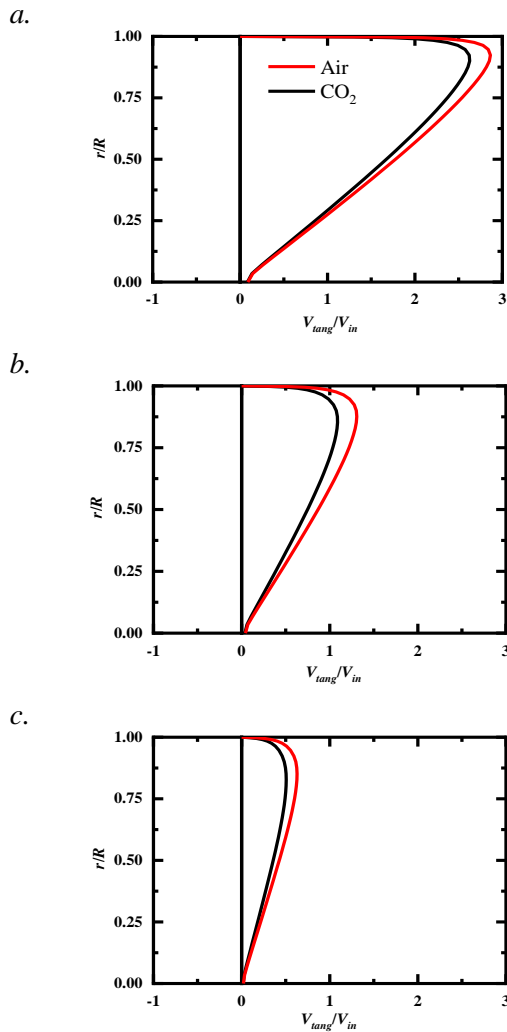
## 5.2 Champs d'écoulement

Afin de donner une idée détaillée des mécanismes qui se produisent dans le tube vortex, on analyse ce dernier pour le cas spécifique de fluide CO<sub>2</sub> avec une fraction froide égale à 0.447. Il faut juste mentionner qu'avec les mêmes conditions aux limites, les deux fluides (air et CO<sub>2</sub>) ne donnent pas les mêmes résultats de la fraction froide, sachant que l'air donne une fraction de 0.452.

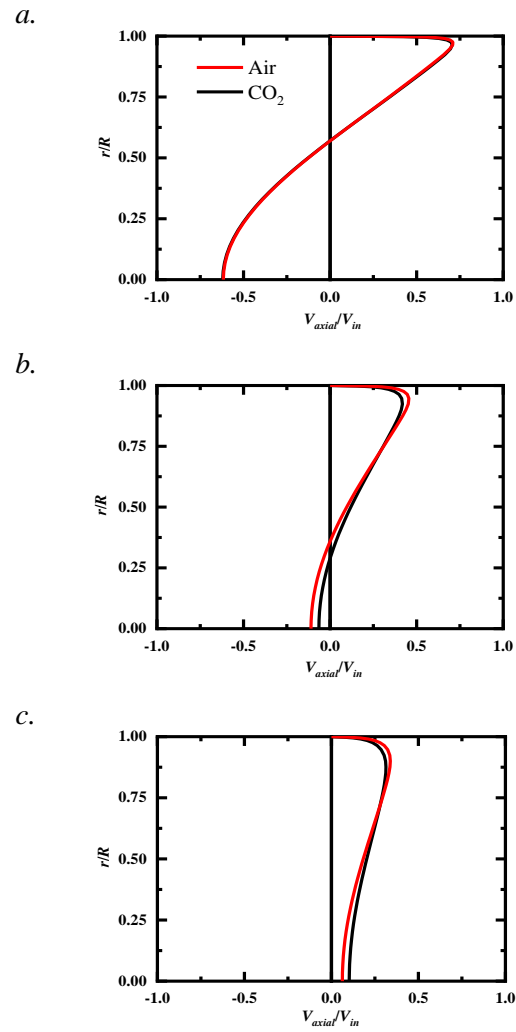
Les Figures 4 et 5 représentent les deux composantes principales de la vitesse; tangentielle et axiale en fonction de la coordonnée radiale sans dimension  $r/R$  à des emplacements spécifiques dans le sens de l'écoulement  $z/L = 0.1, 0.5$  et  $0.9$ . La première observation tirée de ces figures est que la vitesse tangentielle est la plus grande composante suivie de la composante axiale. Par exemple, les plus grandes valeurs de vitesse tangentielle se situent dans la première position en aval des sections d'entrée puis décroissent rapidement à mesure que l'écoulement se détend. On peut également observer que, déjà à la position  $z/L = 0.1$ , le modèle prédit des valeurs élevées près de la paroi, suggérant une intensité plus considérable du vortex externe (vortex libre), mais qui diminuent plus rapidement dans le domaine, suggérant une dissipation plus rapide du vortex externe. Il est également montré une différence notable entre l'air et le CO<sub>2</sub> dans la prédiction de la vitesse tangentielle dans le tube chaud ( $z/L = 0.1$  et  $0.9$ ). Cependant, cette différence est négligeable à proximité de l'entrée ( $z/L = 0.1$ ).

Les profils indiquent que le mouvement tangential, imposé à l'origine par l'angle géométrique des entrées, doit être rapidement transféré en un mouvement axial dont le sommet est davantage concentré au centre du tube. De plus, les profils de vitesse tangentielle prédits s'aplatissent plus rapidement dans la région externe. Cependant, il convient de noter que la variation de la vitesse tangentielle dans la direction radiale ne permet pas de tirer des conclusions définitives sur l'existence ni sur les emplacements des vortex libres et forcés.





**Figure 4.** Profils de la vitesse tangentielle :  
 a.  $z/L=0.1$ , b.  $z/L=0.5$ , c.  $z/L=0.9$



**Figure 5.** Profils de la vitesse axiale :  
 a.  $z/L=0.1$ , b.  $z/L=0.5$ , c.  $z/L=0.9$

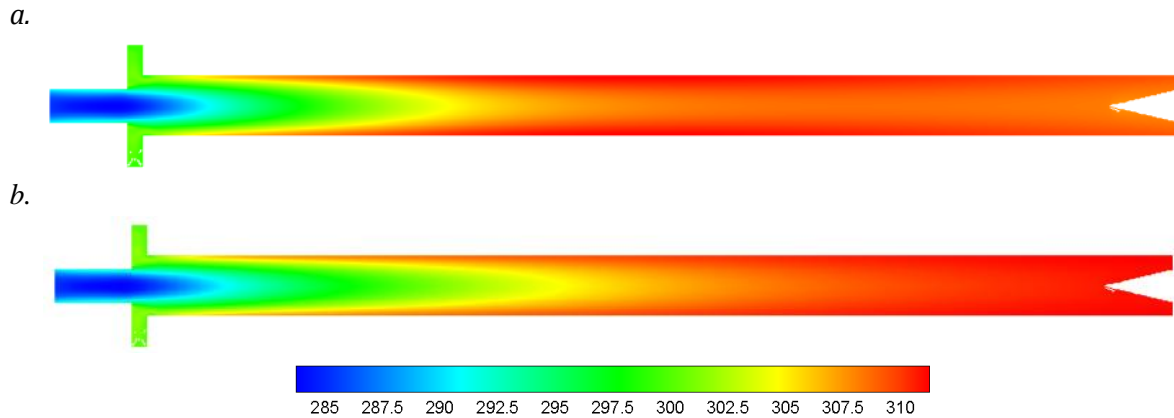
### 5.3 Champs de température

La Figure 6 montre la répartition des températures totales dans le plan médian du tube. Une zone à basse énergie est située autour de l'axe du tube près de l'entrée. L'énergie maximale du fluide s'accumule dans la région annulaire de l'extrémité chaude. Le flux des particules vers la sortie chaude s'accompagne d'un gain d'énergie qui augmente la température. La température totale dans la zone de fluide externe est supérieure à celle du centre du tube. La différence significative entre les prédictions utilisant l'air et le CO<sub>2</sub> est indiquée dans les distributions de température. Ces différences expliquent la différence entre les températures totales des flux chauds et froids obtenues dans la Figure 3.

### 5.4 Génération de l'entropie

En règle générale, l'analyse des tubes vortex est basée sur les bilans d'énergie et de masse. Cependant, ce type d'analyse ne montre que les processus du flux de masse et d'énergie et ne tient pas compte de la façon dont la qualité de l'énergie se dégrade au cours du processus en raison de l'irréversibilité. L'analyse de la génération de l'entropie est basée à la fois sur la première et la seconde loi de la thermodynamique. Elle vise principalement à détecter et à quantifier les pertes qui se produisent dans

un processus réel afin de montrer les domaines dans lesquels il convient de concentrer les efforts pour améliorer l'efficacité globale du système.



**Figure 6.** Contours de la températures totales : a. Air, b. CO<sub>2</sub>

La simulation numérique présentée ci-dessus peut être complétée par une analyse de la production de l'entropie. Par rapport à l'analyse énergétique traditionnelle, l'avantage de cette analyse réside dans le fait que des efficacités plus significatives sont évaluées pour mesurer l'approche du processus idéal. En outre, l'analyse permet de quantifier les types, les causes et les emplacements des pertes. Le taux total de production d'entropie peut être obtenu par (Gong et al., 2017):

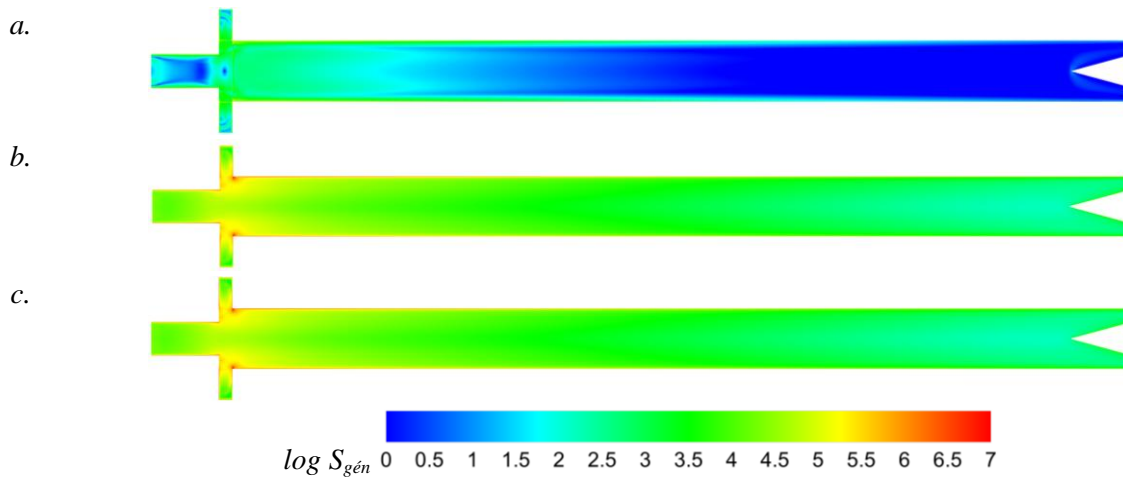
$$\begin{aligned}
 \bar{S}_{gen,T} &= \int_V S_{gen,T} \cdot dV \\
 \bar{S}'_{gen,T} &= \int_V S'_{gen,T} \cdot dV \\
 \bar{S}_{gen,v} &= \int_V S_{gen,v} \cdot dV \\
 \bar{S}'_{gen,v} &= \int_V S'_{gen,v} \cdot dV \\
 \bar{S}_{gen} &= \bar{S}_{gen,T} + \bar{S}'_{gen,T} + \bar{S}_{gen,v} + \bar{S}'_{gen,v}
 \end{aligned} \tag{17}$$

où  $\bar{S}_{gen}$  représente le taux total de production d'entropie pour les écoulements turbulents.

Les distributions logarithmiques de la production d'entropie sur une section transversale longitudinale du tube vortex sont présentées dans la Figure 6.

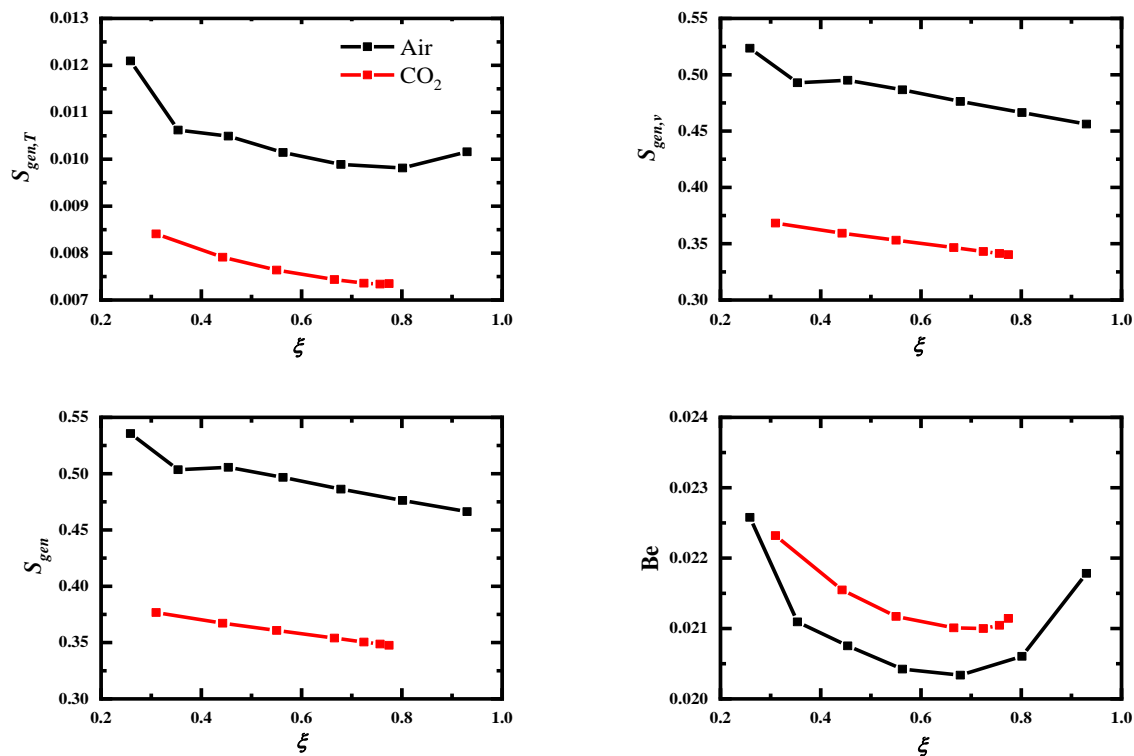
Deux régions de génération d'entropie élevée sont clairement visibles sur la Figure 6. a. La première est la zone proche des parois située à proximité de l'entrée principale et étirée le long des parois de la chambre de séparation d'énergie. La deuxième région de production d'entropie élevée est située près de l'angle formé par l'orifice du débit froid. Cette région avait déjà été mentionnée comme source d'irréversibilité dans des travaux antérieurs (Khait et al., 2018).

La Figure 7 montre l'évolution de la production de deux termes de l'entropie en fonction de la fraction massique froide pour les deux fluides, ainsi que la production globale et le nombre de Bejan. La production d'entropie indique une variation quasi-linéaire décroissante en fonction de  $\zeta$ , les raisons de cette relation est qu'une grande quantité du fluide sort par la sortie froide près des orifices d'admission et que les pertes visqueuses sont également faibles.



**Figure 6.** Contours à un échelle logarithmique de la génération de l'entropie pour CO<sub>2</sub> : *a.*  $S_{gen,T}$ , *b.*  $S_{gen,v}$ , *c.*  $S_{gen}$

Il existe des valeurs minimales de nombre de Be pour les deux fluides pour  $\xi=0.7$ , ce qui indique que la production d'entropie due à l'effet thermique atteint la plus petite valeur.



**Figure 8.** Différentes composantes de la production d'entropie en fonction de la fraction massique froide ; *a.* génération de l'entropie thermique, *b.* génération d'entropie visqueuse, *c.* génération d'entropie totale, *d.* nombre de Bejan

En plus du nombre de Bejan, un nouveau rapport, appelé *Ba*, est proposé et qui exprime le rapport entre la production de l'entropie due aux effets turbulents et la production totale d'entropie :

$$Ba = \frac{\bar{S}'_{gen,T} + \bar{S}'_{gen,v}}{\bar{S}_{gen,T} + \bar{S}'_{gen,T} + \bar{S}_{gen,v} + \bar{S}'_{gen,v}} \tag{16}$$

La Figure 9 montre l'évolution du rapport  $Ba$  en fonction de la fraction massique froide. Il varie de 0.77 à 0.81, ce qui signifie que la majeure partie de l'entropie produite est due aux effets de la turbulence.

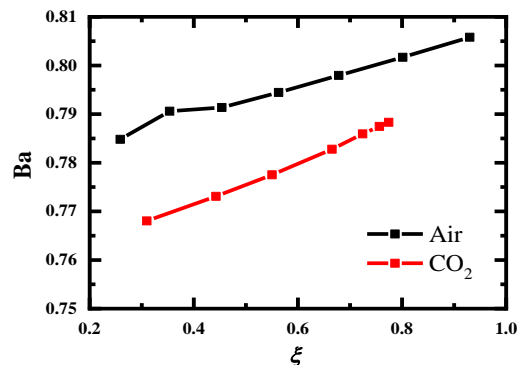


Figure 9. Effet de la fraction massique sur la production de l'entropie par turbulence

## 6 Conclusion

Une étude numérique a été réalisée pour étudier le mécanisme de séparation de l'énergie et les phénomènes d'écoulement dans un tube vortex utilisant deux fluides de travail, à savoir l'air et le CO<sub>2</sub>, avec des propriétés thermophysiques variables. La différence de température moyenne entre les sorties chaudes et froides a été comparée aux données expérimentales disponibles sur l'air (Dincer et al., 2009). Les résultats montrent que les caractéristiques de base de l'écoulement d'air sont identiques à celles du CO<sub>2</sub> comme fluide de travail. Cependant, le CO<sub>2</sub> implique une différence de température moyenne inférieure à celle de l'air entre les extrémités chaude et froide du tube vortex.

La méthode de génération d'entropie a été mise à profit pour obtenir une distribution tridimensionnelle des pertes d'énergie irréversibles dans le tube vortex. L'intégration de ces champs sur le domaine de calcul fournit des caractéristiques intégrales qui sont suffisantes pour déterminer l'efficacité thermodynamique du tube et peuvent être appliquées à la place du coefficient d'efficacité énergétique isentropique conventionnel. L'analyse de la génération de l'entropie vis-à-vis de la fraction d'écoulement à froid indique que les pertes d'énergie irréversibles sont sensiblement plus importantes. Ceci est considéré comme une raison du faible rendement énergétique du tube vortex.

## Références

- [1] C.U. Linderstrbm-Lang, Gas separation in the Ranque-Hilsch vortex tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7 (1964) 1195-1206.
- [2] J. Marshall, Effect of operating conditions, physical size and fluid characteristics on the gas separation performance of a Linderstrom-Lang vortex tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 20 (1977) 227-231.
- [3] H. Takahama, H. Kawamura, S. Kato, H. Yokosawa, Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube, *Int. J. Engng. Sci.*, 17 (1979) 735-744.
- [4] B. Ahlborn, Secondary flow in a vortex tube, *Fluid Dyn. Res.*, 3(1997) 73-86.
- [5] B. Ahlborn, J. M. Gordon, The vortex tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle, *J. Appl. Phys.* 6 (2000) 3645-53.

- [6] M.H. Saidi, M.S. Valipour, Experimental modeling of vortex tube refrigerator. *Appl. Therm. Eng.*, 23(2003) 1971-1980.
- [7] H.M. Skye, G.F. Nellis, S.A. Klein, Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *Int. J. Refri.*, 29(2006) 71–80.
- [8] U. Behera, P. J. Paul, K. Dinesh, S. Jacob, Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008) 6077–6089.
- [9] K. Dincer, S. Tasdemir, S. Baskaya, B. Z. Uysal, Modeling of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes using artificial neural networks. *Appl. Therm. Eng.*, 28 (2008) 2380–2390.
- [10] K. Dincer, S. Baskaya, B. Z. Uysal, I. Ucgul, Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. *Int. J. Refri.*, 32 (2009) 87–94.
- [11] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Promvong, Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube, *Int. Communications Heat Mass Transfer*, 37 (2010) 156-162.
- [12] V. Kırmacı, Exergy analysis and performance of a counter flow Ranque–Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air. *Int. J. Refri.*, 32(2009) 1626-1633.
- [13] O. Aydın, M. Baki, An experimental study on the design parameters of a counter flow vortex tube, *Energy*, 31 (2006) 2763-2772.
- [14] R.G. Deissler, M. Perlmutter, Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1 (1960) 173–191.
- [15] K. Dincer, A. Avcı, S. Baskaya, A. Berber, Experimental investigation and exergy analysis of the performance of a counter flow Ranque-Hilsch vortex tube with regard to nozzle cross-section areas. *Int. J. Refri.*, 33(2010) 954–962.
- [16] K. Dincer, Experimental investigation of the effects of threefold type Ranque–Hilsch vortex tube and six-cascade type Ranque-Hilsch vortex tube on the performance of counter flow Ranque-Hilsch vortex tubes. *Int. J. Refri.*, 34 (2011) 1366–1371.
- [17] T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, S.S. Bandyopadhyay, Numerical investigation of gas species and energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube using real gas model, *Int. J. Refri.*, 34 (2011) 2118–2128.
- [18] T. Farouk, B. Farouk, Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50 (2007) 4724–4735.
- [19] C.M. Gao, Experimental study on the Ranque–Hilsch vortex tube, Ph.D. Thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Holland, 2005.
- [20] X. Han, N. Li, K. X. Wu, Z. Wang, L. M. Tang, G. M. Chen, X. G. Xu, The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube, *Appl. Therm. Eng.*, 61(2013) 171–177.
- [21] R. Hilsch, The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process, *Rev. Sci. Instrum.*, 18 (1947) 108–113.
- [22] S.Y. Im, S. S. Yu, Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization, *Energy*, 37 (2012) 154–160.
- [23] N. Li, Z. Wang, X. H. Han, G. M. Chen, Experimental study of the coupling characteristics between vortex tube and refrigerants, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14-17, 2014.
- [24] R. Liew, J.C.H. Zeegers, J.G.M. Kuerten, W.R. Michalek Maxwell’s demon in the Ranque-Hilsch vortex tube *Phys. Rev. Lett.*, 109 (2012), 504–513

- [25] X.W. Liu, Z.L. Liu, Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube, *Appl. Therm. Eng.*, 67(2014) 494–506.
- [26] B. Markal, O. Aydın, M. Avci, An experimental study on the effect of the valve angle of counter-flow Ranque–Hilsch vortex tubes on thermal energy separation. *Exp. Therm Fluid Sci.* 34(2010) 966–971.
- [27] S.E. Rafiee, M. M. Sadeghiazad, Three-dimensional and experimental investigation on the effect of cone length of throttle valve on thermal performance of a vortex tube using k– $\epsilon$  turbulence model, *Appl. Therm. Eng.*, 66(2014) 65–74.
- [28] G. J. Ranque, Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air, *J. Phys Radium*, 115(1933) 112–114.
- [29] W.A. Scheller, G.M. Brown, The Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Fluid Mech. Chem. Eng.*, 49(1957) 1013–1016.
- [30] A. Secchiaroli, R. Ricci, S. Montelpare, V. D’Alessandro, Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque–Hilsch vortex tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009) 5496–5511.
- [31] R. Westley, Vortex tube performance data sheets, Aerodynamics Department, Note No.67, 1957.
- [32] Y.P. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso, Experimental study of the thermal separation in a vortex tube, *Exp. Therm Fluid Sci.*, 46 (2013) 175–182.
- [33] H. A. Kandil, S. T. Abdelghany, Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube, *Energy* (2015) 1–12
- [34] H.R. Thakare, A.D. Parekh, CFD analysis of energy separation of vortex tube employing different gases, turbulence models and discretisation schemes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 78 (2014) 360–370
- [35] H.R. Thakare, A.D. Parekh, CFD analysis of energy separation of vortex tube employing different gases, turbulence models and discretisation schemes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 78(2014) 360–370
- [36] M. Sadi, M. Farzaneh-Gord, Introduction of annular vortex tube and experimental comparison with Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Int. J. of Refrigeration*, 46 (2014) 142–151
- [37] S. E. Rafiee, M.M. Sadeghiazad, Three-dimensional and experimental investigation on the effect of cone length of throttle valve on thermal performance of a vortex tube using k- $\epsilon$  turbulence model, *Applied Thermal Engineering*, 66 (2014) 65–74
- [38] A. Berber, K. Dincer, Y. Yilmaz, D. N. Ozen, Rule-based Mamdani-type fuzzy modeling of heating and cooling performances of counter-flow Ranque-Hilsch vortex tubes with different geometric construction for steel, *Energy*, (2013) 1–8
- [39] M. Avci, The effects of nozzle aspect ratio and nozzle number on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube, *Applied Thermal Engineering*, 50 (2013) 302–308
- [40] X. Han, N. Li, K. Wu, Z. Wang, L. Tang, G. Chen, X. Xu, The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube, *Applied Thermal Engineering*, 61 (2013) 171–177
- [41] S. Mohammadi, F. Farhadi, Experimental analysis of a Ranque-Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter, *Applied Thermal Engineering*, 61 (2013) 500–506
- [42] S. E. Rafiee, M. Rahimi, Experimental study and three-dimensional (3D) computational fluid dynamics (CFD) analysis on the effect of the convergence ratio, pressure inlet and number of nozzle intake on vortex tube performance Validation and CFD optimization, *Energy*, 63 (2013) 195–204
- [43] Y. Xue, M. Arjomandi, R. Kelso, Experimental study of the thermal separation in a vortex tube, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46 (2013) 175–182
- [44] N. Agrawal, S.S. Naik, Y.P. Gawale, Experimental investigation of vortex tube using natural substances, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 52 (2014) 51–55

- [45] M. Bovand, M. S. Valipour, S. Eiamsa-ard, A. Tamayol, Numerical analysis for curved vortex tube optimization, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 50 (2014) 98–107
- [46] M. Bovand, M. S. Valipour, K. Dincer, S. Eiamsa-ard, Application of Response Surface Methodology to optimization of a standard Ranque-Hilsch vortex tube refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 67 (2014) 545–553
- [47] M. Farzaneh-Gord, M. Sadi, Improving vortex tube performance based on vortex generator design, *Energy*, 72 (2014) 492–500
- [48] A.D. Gutak, Experimental investigation and industrial application of Ranque-Hilsch vortex tube, *Int. J. of Refrigeration*, 49 (2014) 93–98
- [49] X. Liu, Z. Liu, Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube, *Applied Thermal Engineering*, 67 (2014) 494–506
- [50] F. Kock, H. Herwig, Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions, *Int. J. Heat Mass Transf.* 47 (2004) 2205–2215.
- [51] F. Kock, H. Herwig, Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes, *Int. J. Heat Fluid Flow* 26 (2005) 672–680.
- [52] R.Z. Gong, N.M. Qi, H.J. Wang, A.L. Chen, D.Q. Qin, Entropy Production Analysis for S-Characteristics of a Pump Turbine, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 10, 6 (2017) 1657–1668
- [53] J. Yun, Y. Kim, S. Yu, Feasibility study of carbon dioxide separation from gas mixture by vortex tube. *Int J Heat Mass Transf.* 126 (2018) 353-361.
- [54] M.F. Suhaimi, M.H. Yusof, M.N.H. Rashid, M.F. Basrawi, The Effect of Tube Length, Cold Exit Diameter and Working Gas on The Cold Flow Temperature of Vortex Tube. *MATEC Web Conf.* 225 (2018) 02010
- [55] M.A. Qyyum, F. Wei, A. Hussain, A.A. Noon, M. Lee, An innovative vortex-tube turbo-expander refrigeration cycle for performance enhancement of nitrogen-based natural-gas liquefaction process. *Appl Therm Eng.* 144 (2018) 117-125.
- [56] V. Kirmaci, H. Kaya, I. Cebeci, Analyse expérimentale et exergétique de la performance thermique d'un tube vortex de Ranque-Hilsch à contre-courant avec différents types de tuyères. *Int J Refrig.* 85 (2018) 240-254
- [57] J. Chen, R. Zeng, W. Zhang, L. Qiu, X. Zhang, Numerical analysis of energy separation in Ranque-Hilsch vortex tube with gaseous hydrogen using real gas model. *Appl Therm Eng.* 140 (2018) 287-294.
- [58] P.H. Niknam, S. Farhangdoust, M. Rezakazemi, Numerical Analysis of Phase Separation in Curved Ranque-Hilsch Vortex tube, 2018 (July).
- [59] J. Shapour, N. Heydari, Simulation of vortex tube using natural gas as working fluid with application in city gas stations. *12th Int Conf Heat Transf.* 2016;(October):1-6
- [60] N.V. Poshernev, I. Khodorkov, Experience from the operation of a conical vortex tube with natural gas. *Chem Pet Eng.* 2003;39 (9-10) 602-607
- [61] N. V. Poshernev, I.L. Khodorkov, Natural-gas tests on a conical vortex tube (CVT) with external cooling. *Chem Pet Eng.* 40(3/4) (2004) 212-217
- [62] T. Farouk, B. Farouk, A. Gutsol, Simulation of gas species and temperature separation in the counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube using the large eddy simulation technique. *Int J Heat Mass Transf.* 52(13-14), (2009) 3320-3333
- [63] J. Sarkar, Cycle parameter optimization of vortex tube expansion transcritical CO<sub>2</sub> system. *Int J Therm Sci.* 48(9), (2009) 1823-1828
- [64] M. Farzaneh-Gord, M. Kargar, recovering energy at entry of natural gas into customer premises by employing a counter-flow vortex tube. *Oil Gas Sci Technol – Rev d'IFP Energies Nouv.* 65(6), (2010) 903-912

- [65] K. Polat, V. Kirmaci, Application of the output dependent feature scaling in modeling and prediction of performance of counter flow vortex tube having various nozzles numbers at different inlet pressures of air, oxygen, nitrogen and argon. *Int J Refrig.* 34(6) (2011) 1387-1397
- [66] H. Khazaei, A.R. Teymourash, M. Malek-Jafarian, Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. *Sci Iran.* 19(3), (2012) 454-462
- [67] M. Farzaneh-Gord, M. Kargaran, V. Farzaneh-Kord, A. Arabkoohsar, S.J. Hagighat-Hosini, The second law analysis of natural gas behavior within a vortex tube. *Therm Sci.* 17(4), (2012) 1079-1092
- [68] H.R. Thakare, A.D. Parekh, CFD analysis of energy separation of vortex tube employing different gases, turbulence models and discretisation schemes. *Int. J. Heat Mass Transf.* 78 (2014) 360-370.
- [69] M. Baghdad, A. Ouadha, O. Imine, Y. Addad, Numerical study of energy separation in a vortex tube with different RANS models, *International Journal of Thermal Science*, 50 (2011) 2377-2385.
- [70] A. Ouadha, M. Baghdad, Y. Addad, Effects of variable thermophysical properties on flow and energy separation in a vortex tube, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 2426-2437
- [71] M. Baghdad, A. Ouadha, Y. Addad, Effects of kinetic energy and conductive solid walls on the flow and energy separation within a vortex tube, *International Journal ambient energy*, 01430750 (2018).
- [72] A. Bejan, , A synthesis of analytical results for natural convection heat transfer across rectangular enclosures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23 (1980) 723–726
- [73] A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow* (Wiley, New York, 1982)
- [74] A. Bejan, Entropy generation minimization: the new thermodynamics of finite size devices and finite-time processes, *J. Appl. Phys.* 79 (1996) 1191–1218.
- [75] A. Khait, A. Noskov, , V. Bianco, Analysis of the local entropy generation in a double-circuit vortex tube, *Applied Thermal Engineering*, 130 (2018) 1391–1403.