

# Séparation d'énergie dans un tube vortex: Modélisation tridimensionnelle

Ines Mokni<sup>#1,2</sup>, Philippe Bournot<sup>\*3</sup>, Hatem Mhiri<sup>#2</sup>

<sup>#1</sup> CRTE n Borj Cedria, Laboratoire des procédés thermiques (LPT), BP 95, Hammam-Lif 2050 Tunisie

<sup>#2</sup> ENIM - Unité de Thermique et Thermodynamique des Processus Industriels, Université de Monastir,  
Route Ouardanine 5000 Monastir, Tunisie

<sup>1</sup>mokni\_ines@yahoo.fr

<sup>\*3</sup> Institut de mécanique de Marseille, UNIMECA, Université de Provence  
60 rue Joliot Curie Technopôle de Château-Gombert 13453 MARSEILLE Cedex 13, France

**Résumé**— Une analyse numérique de l'écoulement compressible dans les tubes vortex est menée afin de contribuer à la compréhension du phénomène de séparation thermique. Les résultats trouvés en termes de température du flux chaud et du flux froid sont comparés aux données expérimentales de la littérature. La modélisation a permis de bien comprendre le phénomène de la séparation de l'énergie qui est en fait le résultat des contraintes visqueuses entrées les couches fluides en rotation ainsi qu'au processus de détente et de compression.

**Mots clés** — Tube vortex, CFD, RHVT, séparation d'énergie.

## I. INTRODUCTION

Le tube vortex est un dispositif thermodynamique qui se présente sous forme d'un tube creux avec une entrée où le fluide y sera introduit à haute pression. Ce dispositif permet de produire deux jets de haute et de basse température. Une telle séparation de l'écoulement est désignée sous le nom de l'effet de séparation d'énergie.

Le tube vortex est avantageux par rapport à d'autres appareils de réfrigération normaux. Il est écologique et il ne nécessite aucun entretien. Il permet à faible coût d'avoir instantanément un flux froid avec une température réglable. Le tube vortex peut être utilisé dans plusieurs domaines industriels tels que dans le refroidissement des pièces mécaniques, le refroidissement des équipements traitant les produits chimiques explosifs, le refroidissement des armoires électriques et électroniques ...

Afin de contribuer à la compréhension du phénomène de séparation thermique ainsi que d'améliorer ses performances, plusieurs travaux ont été menés. Ces derniers peuvent être divisés en trois catégories : les études expérimentales, analytiques et numériques. En outre, pour les trois catégories citées, les chercheurs ont traité les résultats de deux manières différentes. Il y en a qui se sont intéressés à l'écoulement interne (profils de température, pression et vitesse) et le phénomène de séparation d'énergie ([1], [2], [3]).

Alors que d'autres se sont intéressés à l'amélioration des performances du dispositif en étudiant non seulement des paramètres thermo-physiques comme la pression d'entrée ([4], [5]) et la température d'entrée [6], mais aussi des paramètres géométriques comme le diamètre de l'orifice froid [7], la buse d'entrée [8] et la longueur du tube vortex [9].

Cockerill [3] et Gao [4] ont menés des études expérimentales sur les tubes vortex mais ils ont aussi constaté que la détermination expérimentale des composantes de vitesse est relativement difficile dans ces dispositifs. Ceci est à cause des sondes de mesure qui peuvent considérablement perturber ou modifier le champ d'écoulement. La détermination des composantes de la vitesse par CFD devient alors préférable.

En plus de la CFD, des modèles analytiques qui permettent d'estimer les différences de températures au niveau des flux chaud et froid, ont été proposés ([10], [4]).

On s'intéresse dans ce travail à l'étude de la séparation thermique dans les tubes vortex de Ranque Hilsch (RHVT) afin de contribuer à la compréhension du phénomène de séparation dans ce type d'équipement. Pour ce faire, nous nous sommes appuyés sur les résultats expérimentaux trouvés dans la littérature [4] puisque l'étude expérimentale de ce dernier comporte une masse importante de données (Les champs de température, de vitesse et de pression). Ces résultats ont été obtenus grâce aux techniques CPT: tube de Pitot de type cylindrique, SPHWA : anémométrie à fil chaud et THC: thermocouple de type E. Ces moyens de mesures sont caractérisés par des erreurs de mesures ne dépassant pas respectivement 15%, 5% et 5%.

## II. DESCRIPTION DU TUBE VORTEX

Nous représentons sur la Fig. 1 la géométrie et les dimensions du tube vortex étudié. Nous avons adopté la géométrie étudiée par [4]. Le tube vortex de dimensions  $D_{tv}$  et  $H$  comporte la chambre de vortex de dimensions  $D_{cv}$  et  $h_1$ , une seule buse d'entrée de forme tubulaire (tuyère), une sortie du flux froid en forme de tube cylindrique de diamètre  $d_1$  et enfin une sortie du flux chaud comportant une valve conique de dimension ( $d_2, h_2$ ).

## III. METHODES NUMERIQUES

Cette étude est basée sur l'approche RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Les équations adéquates d'un écoulement tridimensionnel turbulent sont résolues numériquement en utilisant le modèle de turbulence k-ε standard. Ce modèle a été choisi puisqu'il a été prouvé que ce modèle permet de bien modéliser l'écoulement turbulent dans

les tubes vortex. En effet, plusieurs auteurs se sont intéressés à la détermination du modèle de turbulence adéquat à la modélisation de la séparation thermique dans les tubes vortex. La plupart des ces auteurs ([11], [12]) ont trouvés que le modèle de turbulences de premier ordre k-ε standard est capable de prédire les caractéristiques générales de l'écoulement et même mieux que le modèle de turbulence k-ε RNG. Mais la comparaison du modèle k-ε standard avec le modèle de second ordre RSM [13] a montré que malgré que les deux modèles sont adéquats pour modéliser l'écoulement, le modèle RSM est capable de mieux prédire les températures des sorties chaude et froide.

La loi « les fonctions standard des parois » (Standard wall functions) pour le traitement près des parois a été associée au modèle de turbulence adopté.

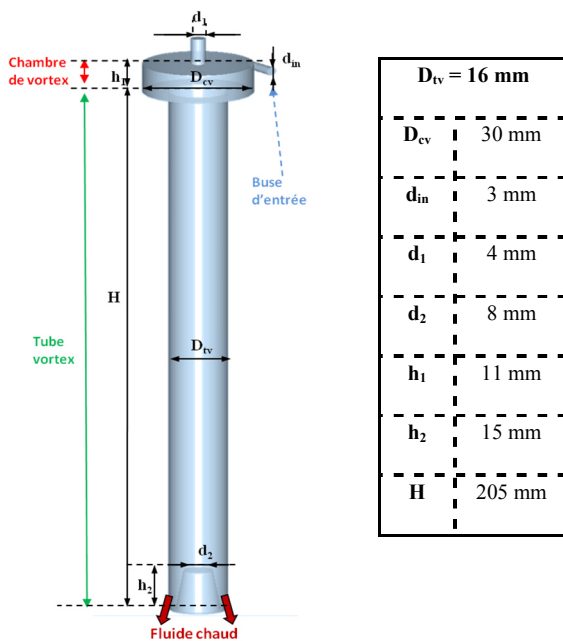


Fig.1 Géométrie et dimensions du tube vortex étudié.

Le domaine est constitué de 988000 volumes de contrôle. Afin d'éviter les erreurs numériques et disposer d'un maillage qui s'adapte bien à la géométrie considérée, les cellules hexaédriques ont été préférées à celles tétraédriques. Ce maillage a été choisi après avoir testé l'indépendance des résultats au degré de finesse du maillage.

En se référant aux données expérimentales de Gao [4], les conditions aux limites utilisées sont décrites ci-dessous. En effet, le fluide utilisé (l'azote) est injecté tangentiellement dans le tube à travers la buse d'entrée avec une pression absolue égale à 6,3 bar et à une température égale à 285.6 K. Par conséquent, nous avons utilisé la condition aux limites «Pressure Inlet» au niveau de l'entrée. La pression au niveau de la sortie du flux froid a été maintenue égale à 1.15 bar ce qui nous mène à imposer une condition aux limites « Pressure Outlet ». La sortie du fluide chaud comporte une valve conique qui permet la régulation du débit sortant à travers la sortie froide, par conséquent la pression au niveau de la sortie

chaude doit être variable afin de varier la fraction massique du flux froid en utilisant la condition aux limites « Pressure Outlet ». Au niveau des parois, supposées adiabatiques, une condition aux limites "no slip" a été utilisée. Les valeurs des pressions et des températures sont fixées en tenant compte des données de référence suivantes :

- Température et Pression (absolue) :  
 $T_r = 293 \text{ K}$ ,  $Pr = 1 \text{ bar}$

L'écoulement est considéré à l'état stationnaire, le fluide utilisé est considéré comme un gaz parfait compressible et les propriétés physiques (viscosité, chaleur spécifique, conductivité thermique...) sont constantes.

#### IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

##### A. Validation du Modèle:

Sur le tableau I, on donne les températures du fluide chaud ( $T_{chaud}$ ) et du fluide froid ( $T_{froid}$ ) trouvées à l'issue de cette étude numérique pour une fraction massique froide qui est presque égale à 0,3.

Ces derniers sont comparés aux données expérimentales trouvées par [4]. L'écart entre les valeurs trouvées numériquement et les valeurs expérimentales a été aussi calculée. Cet écart est défini comme suit:

$$\text{Ecart (\%)} = \frac{T_{CFD} - T_{exp}}{T_{exp}} * 100$$

TABLEAU I  
 VALIDATION DU MODÈLE

	CFD	Exp. [4]	Ecart (%)
$T_{froid}$ (K)	268,46	270,5	0,7
$T_{chaud}$ (K)	292,7	291,3	0,4

Le tableau I montre que le modèle élaboré sous Fluent pour la simulation numérique de la séparation thermique du tube vortex peut être considéré comme satisfaisant étant donné que les résultats trouvés en termes de températures du flux chaud et du flux froid sont en bon accord avec les données expérimentales. L'erreur calculée pour les températures est inférieure à 1%.

##### B. Champs Dynamique de l'Écoulement et Phénomène de Séparation Thermique:

Le modèle élaboré sous fluent est aussi examiné en fonction des vitesses tangentielle et axiale et les résultats ont été comparés aux données expérimentales [4]. On donne alors sur la Fig.2 (a et c), l'évolution radiale des vitesses, respectivement, tangentielle et axiale adimensionnées (par le maximum de la vitesse tangentielle ( $V_{tang,max}$ ) pour la même position axiale). Les figures montrent que les profils de la vitesse tangentielle et de la vitesse axiale adimensionnées trouvées par CFD sont en bonne concordance avec les données trouvées expérimentalement dans la région située entre  $r/R=0.5$  et  $r/R=1$ . Alors que pour la région limitée par  $r/R=0$  et  $r/R=0.5$ , nous observons des écarts qui peuvent être expliqués par les erreurs de mesure impliquées par le tube de Pitot (présentant une erreur de mesure de la pression aux

alentours de 15%). En effet, dans la littérature, on a prouvé que la zone centrale du tube vortex correspond à un écoulement tourbillonnaire qui est décrit par le mouvement d'un vortex forcé ( $v_r = Cte$ ,  $r = w.r$ ). Ce qui peut à priori confirmer la justesse des profils de vitesse tangentielle et axiale trouvés par CFD. Compte tenu des erreurs de mesure dans cette zone, et étant donné que la vitesse tangentielle et la vitesse axiale sont calculées à partir des mesures de la pression, nous pouvons, par conséquent, attribuer en partie les écarts présentés dans la Fig.2 (a et c) dans la zone centrale aux erreurs de mesure de l'appareil utilisé. De plus, Gao [4] a mentionné que lorsque le nombre de Mach est inférieur à 0,25 la technique CPT (qui est utilisé par cet auteur pour la mesure du champ des vitesses) possède une erreur de 20%. La représentation du nombre de Mach est donnée sur la Fig.3. Cette dernière confirme que les positions, pour lesquelles les vitesses tangentielle et axiale représentent un écart non négligeable entre les données expérimentales et les résultats numériques, correspondent au centre du tube vortex où le nombre de Mach est inférieur à 0,25.

De même, nous observons que la comparaison entre les profils de la vitesse axiale trouvés par CFD et ceux trouvés expérimentalement [4] (Fig.2-c) révèle aussi des écarts dans

la zone proche des parois. En effet, Gao [4] a mentionné que d'après d'autres chercheurs les erreurs de mesure dans cette zone sont dues à l'apparition de l'interférence entre la pointe de la sonde et la paroi. Ces derniers ont indiqué que pour un CPT type cantilever, des erreurs de mesure de la pression de  $\pm 8\%$  sont possibles alors que pour le type de sonde utilisé dans [4], l'erreur est d'environ la moitié de l'erreur d'un CPT de type cantilever.

Gao [4] a estimé alors que les effets de paroi deviennent importants lorsque l'orifice de mesure est proche de la paroi.

La distribution de la vitesse tangentielle dans le tube pour un plan longitudinal (Fig.2-b) montre que la vitesse tangentielle augmente à partir des parois puis diminue pour atteindre une valeur minimale au centre de la chambre de vortex. Ce qui montre que l'écoulement dans le tube vortex est décrit par le double vortex de Rankine (un vortex extérieur : libre et un vortex intérieur : forcé).

D'après la distribution de la composante axiale (Fig.2-d), l'écoulement est caractérisé par deux flux. Le premier qui est situé à proximité des parois correspond à l'écoulement du fluide descendant vers la sortie chaude. Alors que le deuxième qui est situé au centre du tube correspond à l'écoulement du fluide ascendant vers la sortie froide.

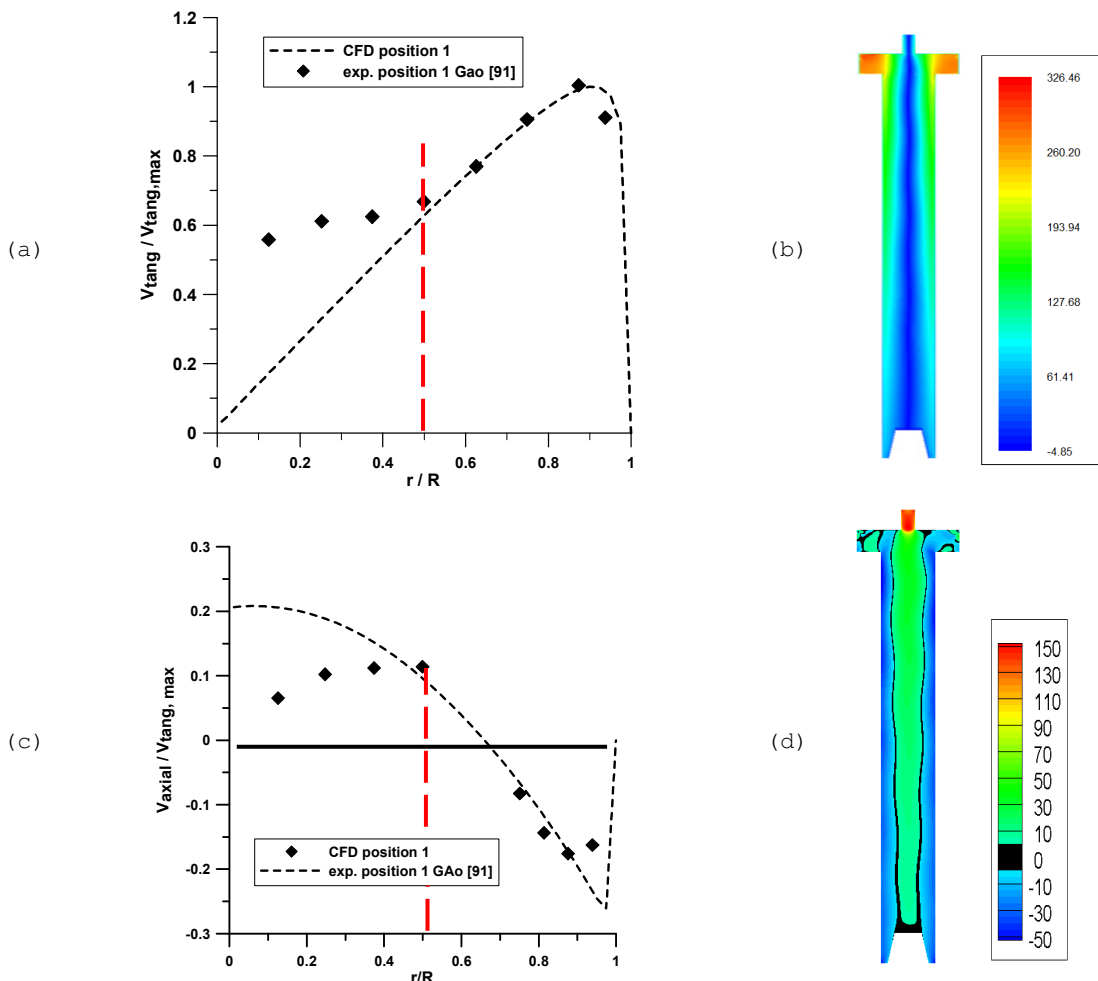


Fig.2 Profils et distributions de : (a) et (b) vitesse tangentielle, (c) et (d) vitesse axiale

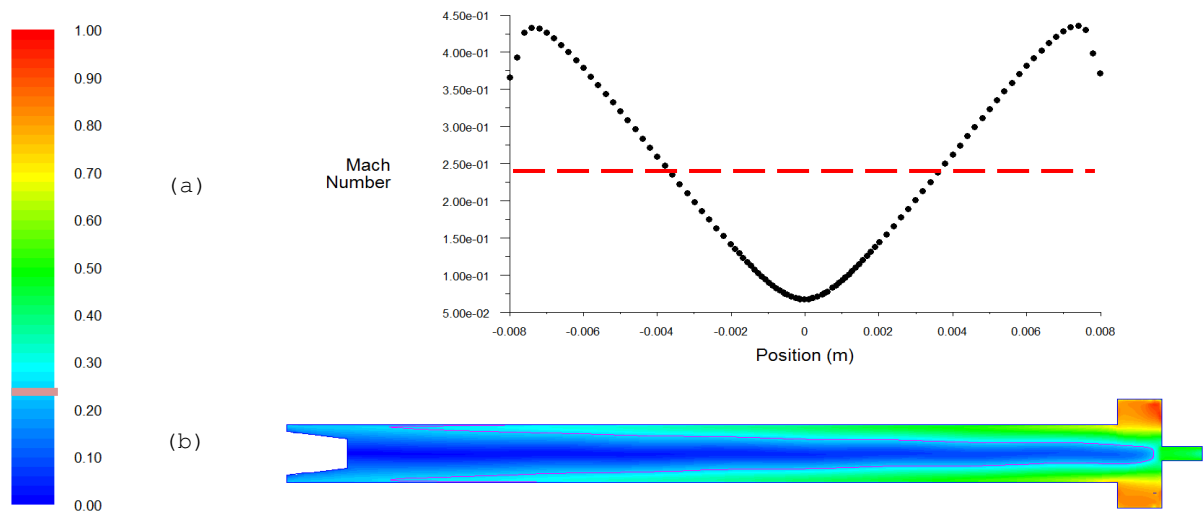


Fig.3 Nombre de Mach (a) évolution sur une ligne à la position 1 (b) distribution sur un plan longitudinal

La ligne noire représentée sur la Fig.2-d correspond aux positions pour lesquelles l'écoulement possède une vitesse axiale nulle. La Fig.2-d montre que l'amplitude de la vitesse axiale au centre ( $r = 0$ ) diminue en s'approchant de la sortie du flux chaud et il y a une position pour laquelle la vitesse axiale devient nulle. Le point où la vitesse axiale cesse d'avoir une valeur positive au centre est désigné par le point d'arrêt.

La répartition de la pression totale dans le tube vortex ainsi que son évolution radiale pour quatre positions axiales sont représentées sur la Fig.4 (a et b). La pression totale pour un gaz compressible est donnée par la relation suivante :

$$p_T = p_s \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

$p_T$ ,  $p_s$ ,  $\gamma$  et  $M$  sont respectivement la pression totale, la pression statique, l'indice adiabatique et le nombre de Mach.

Les Fig.4 (a et b) montrent qu'il existe un gradient de pression dans la direction radiale avec une pression plus élevée à proximité des parois. En effet, le flux fortement tourbillonnaire provoque l'expansion du fluide à partir des parois vers l'axe.

La différence de pression entre les parois et l'axe est maximale à proximité de l'entrée (La section située dans la chambre de vortex) et diminue progressivement vers la sortie chaude (sections 1-2-5). La figure montre également que la pression est la même à une position voisine de 0,004 m (une valeur moyenne des positions pour lesquelles la vitesse axiale est nulle). La pression diminue progressivement à partir de l'entrée vers la sortie chaude dans la région périphérique. Mais, dans la région centrale ( $r=0$ ), elle diminue à partir de la sortie chaude vers la sortie du flux froid. Ceci indique que le fluide circule dans le sens axial négatif près des parois, mais dans la zone centrale, le fluide circule dans le sens axial positif.

Après la description du champ dynamique de l'écoulement dans le tube vortex, nous passons à la description du phénomène de séparation thermique.

On donne alors sur les Fig.4 (c et d) la distribution de la température totale pour un plan longitudinal ainsi que son évolution radiale pour cinq sections axiales, respectivement.

La température totale pour un gaz compressible est donnée par la relation suivante :

$$T_T = T_s \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)$$

$T_T$ ,  $T_s$ ,  $\gamma$  et  $M$  sont respectivement la température totale, la température statique, l'indice adiabatique et le nombre de Mach.

La Fig.4-d montre bien la séparation des flux thermiques chaud et froid. En effet, les valeurs les plus élevées de la température sont situées au niveau de la périphérie. La température atteint 292,7 K à la sortie chaude, alors que les valeurs les plus basses sont situées au niveau de la sortie froide où la température est égale à 268,48 K.

Les profils de la température totale pour différentes positions axiales (Fig.4-c) montrent que la différence des températures entre le centre et la région située près des parois diminue tout en s'approchant de la sortie du flux chaud.

Cette figure montre également que la température au centre de la chambre de vortex est inférieure d'environ 2 K par rapport à la température de la sortie du flux froid. De plus, la température de la sortie du flux chaud est proche de la température près de la paroi à des niveaux axiaux inférieurs (positions 2-4-5). En effet, à cause de l'effet de mélange, les températures des sorties sont une valeur moyenne, de sorte que la température près de la paroi au niveau du côté chaud est supérieure à la température de sortie du flux chaud et la température au centre du côté froid est plus faible que la température de sortie du flux froid.

Si nous examinons maintenant l'allure des profils de la température totale, nous remarquons la compatibilité de ces derniers avec les profils de la pression et les profils de la vitesse tangentielle. La comparaison des profils de la température totale et les profils de la vitesse tangentielle (Fig.2-a) montre que la zone de basse température au centre

coïncide avec la zone de vitesse tangentielle faible. En outre, la comparaison du profil de la température totale et le profil de la pression totale (Fig.4-a) montre que la zone de basse température au centre coïncide avec la zone de pression totale faible.

L'écoulement fortement tourbillonnaire à l'intérieur du tube vortex provoque l'expansion du gaz à partir des parois vers l'axe du tube vortex, réduisant ainsi la pression statique et la température statique à proximité de l'axe. En outre, la vitesse tangentielle, qui est la composante dominante de l'écoulement, détermine la répartition de l'énergie cinétique. Étant donné que la température totale est calculée à partir de l'enthalpie totale, qui se compose d'enthalpie statique (relativement constante dans la direction radiale, à l'exception près de la paroi) et l'énergie cinétique, le profil de la température totale suit alors le profil de la vitesse tangentielle. Par conséquent, la séparation thermique entre les couches de fluide (interne et externe) est due à une combinaison de la détente radiale du gaz et de la variation de l'énergie cinétique. De ce fait, sous l'effet des contraintes de cisaillement des couches intérieures sur les couches périphériques, la zone axiale possède une énergie cinétique plus faible (l'énergie

cinétique est probablement transférée du vortex central au vortex externe), ce qui diminue l'enthalpie totale au centre et augmente l'enthalpie à proximité des parois (ainsi que la température totale).

On donne sur la Fig.5 les lignes de courant de deux flux différents colorées en fonction de la température totale. La représentation décrit clairement les trajectoires du vortex libre présent à la périphérie du tube ainsi que celles du vortex forcé qui se génère à l'intérieur à partir d'un point d'arrêt (point de stagnation). Donc, une particule fluide peut avoir soit un mouvement descendant vers la sortie chaude (vortex externe) soit un mouvement descendant puis ascendant vers la sortie froide (vortex interne). De plus, la température d'une particule fluide en mouvement à partir de l'entrée du tube vortex jusqu'à la sortie chaude augmente progressivement pour atteindre une valeur de 292,7K. Alors qu'en se déplaçant vers la sortie froide, la température décroît jusqu'à atteindre 268,48K à sa sortie froide. Cette différence de température est alors expliquée par la détente isentropique ainsi que le phénomène de conversion de l'énergie cinétique en énergie thermique sous l'action des contraintes de cisaillement entre les couches de fluides (interne et externe).

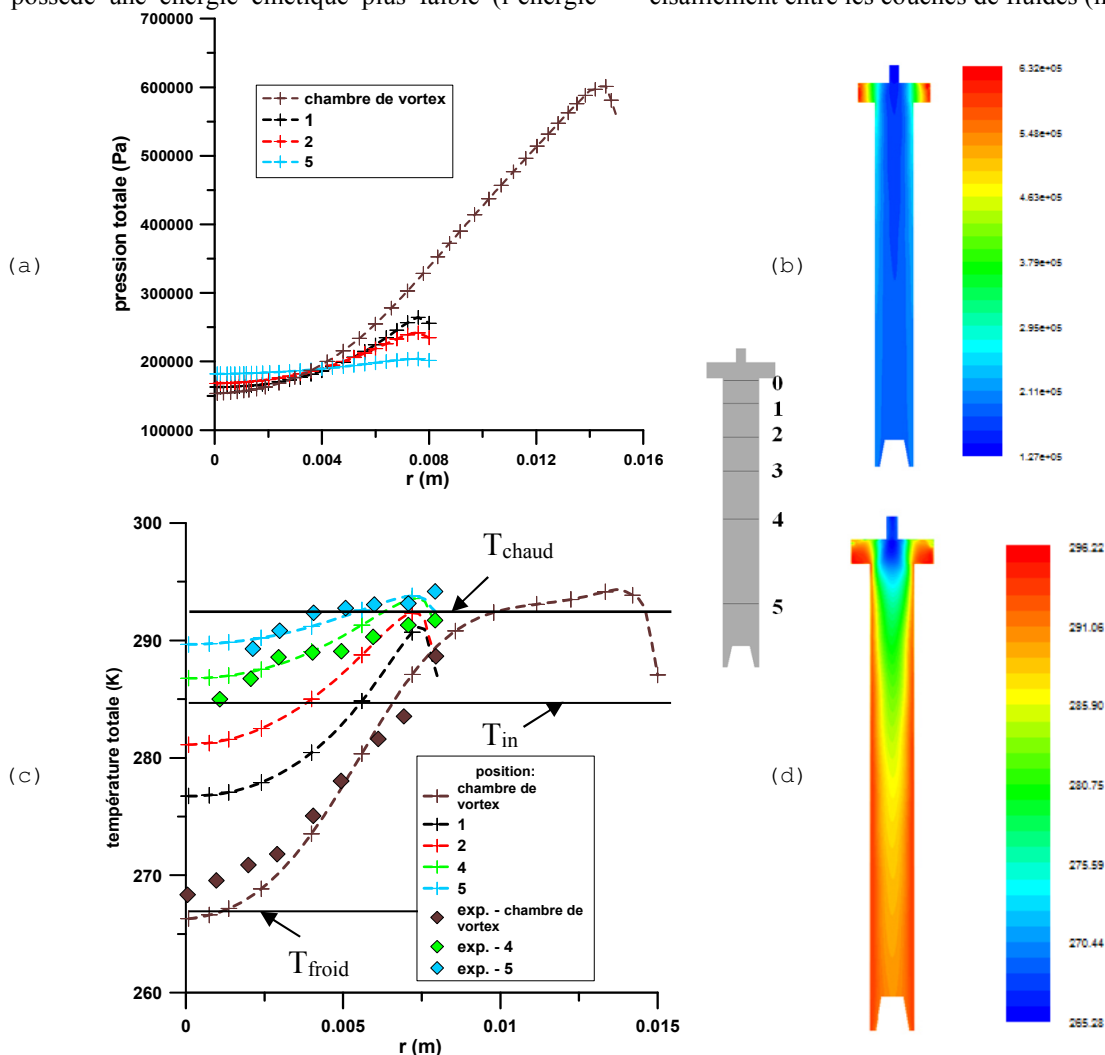


Fig.4 Profils et distributions de : (a) et (b) pression totale, (c) et (d) température totale

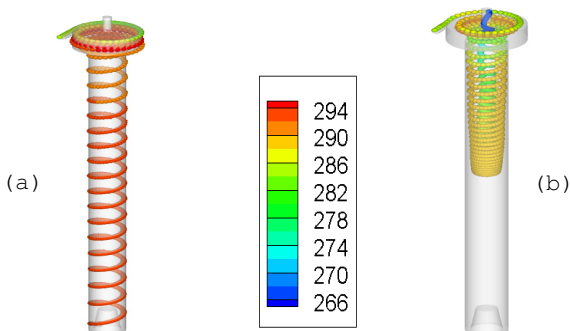


Fig.5 Lignes de courant colorées en fonction de la température totale :  
 (a) fluide chaud, (b) fluide froid

### C. Efficacité Thermique :

Le post-traitement des résultats trouvés permet de calculer l'efficacité de séparation thermique du tube vortex à partir du calcul de ses coefficients de performance (COP) qui diffèrent selon le mode de l'utilisation de l'appareil (pompe à chaleur :  $COP_h$  ou machine frigorifique :  $COP_c$ ).

$$COP_h = \frac{\gamma}{\gamma-1} \mu_h \frac{(T_h - T_{in})}{T_{in} \ln(\tau_p)} \quad COP_c = \frac{\gamma}{\gamma-1} \mu_c \frac{(T_{in} - T_c)}{T_{in} \ln(\tau_p)}$$

A l'aide des conditions opératoires, les coefficients de performance ont été calculés et représentés sur l'histogramme de la Fig.6. On regroupe alors les coefficients de performances trouvés à l'issue des résultats établis par la simulation de CFD ainsi que ceux trouvés expérimentalement [4]. Ces résultats seront aussi comparés à ceux estimés par le modèle d'Ahlborn [10].

La figure montre que les coefficients de performances trouvés par CFD sont en bon accord avec les coefficients de performance trouvés expérimentalement [4]. Le modèle théorique proposé par Ahlborn [10] surestime le COP du tube vortex lorsqu'il est utilisé comme pompe à chaleur.

En effet, le modèle d'Ahlborn est basé sur plusieurs hypothèses qui peuvent influencer les résultats d'une manière dramatique. A titre indicatif, dans ce modèle, la compressibilité du fluide circulant n'est pas toujours prise en considération (à l'entrée de la buse, le fluide est supposé incompressible). Ceci pourrait influencer l'estimation de la pression ainsi que la température à la sortie de la buse et par conséquent dans le reste du tube vortex plus précisément dans la région périphérique (près des parois). En plus Ahlborn et al. n'ont pas décrit le mouvement du vortex externe d'une manière satisfaisante et ils n'ont considéré que le mouvement d'un vortex forcé au centre du tube vortex.

Tout cela pourrait avoir comme résultat, une mauvaise estimation de la température dans la zone près des parois et par conséquent de la température du flux chaud. Ce qui explique la mauvaise estimation du  $COP_h$  par le modèle proposé par Ahlborn et al.

### V. CONCLUSIONS

L'étude menée nous a permis d'étudier l'écoulement compressible et la séparation de température se produisant

dans les tubes vortex d'une manière satisfaisante. Ceci étant fait en comparant les résultats trouvés aux données expérimentales de la littérature. La séparation thermique dans le tube vortex se fait principalement dans la région proche de la chambre de vortex et généralement jusqu'au point d'arrêt. De plus, la séparation de l'énergie est le résultat des contraintes visqueuses entre les couches fluides en rotation ainsi qu'au processus de détente et de compression des deux flux (vortex libre et vortex forcé).

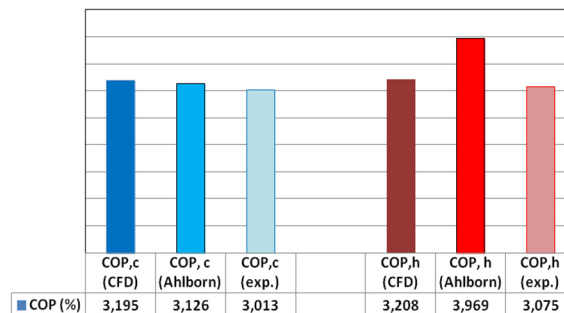


Fig.6 Coefficient de performance de chauffage et de refroidissement

### REFERENCES

- [1] M. Attalla, H. Ahmed, M. S. Ahmed, and A. A. El-Wafa, "Experimental investigation for thermal performance of series and parallel Ranque-Hilsch vortex tube systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 123, pp. 327-339, 2017.
- [2] C. D. Fulton, "Ranque's tube," *Refrigerating Engineering*, vol. 5, pp. 473-479, 1950.
- [3] T. T. Cockerill, "Thermodynamics and fluid mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex Tube," MS. thesis, University of Cambridge, Department of Engineering, England, 1998.
- [4] C. Gao, "Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube," Ph.D thesis, Eindhoven University of Technology, 2005.
- [5] S. E. Rafiee and 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*, vol. 63, pp. 195-204, 2013.
- [6] B. A. Shannak, "Temperature separation and friction losses in vortex tube," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 40(10), pp. 779-785, 2004.
- [7] S. Mohammadi and F. Farhadi, "Performance evaluation of a ranque-hilsch vortex tube with optimum geometrical dimensions," *Iran. J. Chem. Chem. Eng.*, vol. 35(1), pp. 95-107, 2016.
- [8] V. Kirmaci, H. Kaya, and I. Cebeci, "An experimental and exergy analysis of a thermal performance of a counter flow ranque-hilsch vortex tube with different nozzle materials," *Int. J. Refrig.*, vol. 85, pp. 240-254, 2018.
- [9] S. Rafiee and M. Sadeghiazad, "Heat and Mass Transfer Between Cold and Hot Vortex Cores inside Ranque-Hilsch Vortex Tube-Optimization of Hot Tube Length," *Int. J. Heat Technol.*, vol. 34(1), pp. 31-38, 2016.
- [10] B. K. Ahlborn, J. U. Keller, and E. Rebhan, "The Heat Pump in a Vortex Tube," *J. Non-Equilibrium Thermodyn.*, vol. 23(2), pp. 159-165, 1998.
- [11] T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, and S. S. Bandyopdhyay, "Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque-Hilsch vortex tube," *Int. J. Refrig.*, vol. 33(4), pp. 783-792, 2010.
- [12] H. M. Skye, G. F. Nellis, and S. A. Klein, "Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube," *Int. J. Refrig.*, vol. 29(1), pp. 71-80, 2006.
- [13] S. E. Rafiee and M. B. M. Sadeghiazad, "Three-dimensional computational prediction of vortex separation phenomenon inside the Ranque-Hilsch vortex tube," *Aviation*, vol. 20(1), p. 21-31, 2016.