

Evaluation par CFD des performances d'un tube vortex

Ons TLILI EL MAY*, Inès MOKNI^{1**}, Hatem MHIRI¹, Philippe BOURNOT²

¹ Unité Thermique et Thermodynamique des Procédés Industriels (UTTPI), ENIM, Monastir, Tunisie

² UNIMECA, Marseille, France

*(OnsTlili El May : tlili_ons@hotmail.fr)

***(Inès Mokni : mokni_ines@yahoo.fr)

Résumé - Le présent travail porte sur une simulation numérique par le code de calcul Fluent du phénomène de séparation de l'énergie se produisant dans un tube vortex de Ranque-Hilsch ainsi que de son efficacité thermique. La résolution numérique des équations régissant ce type d'écoulement turbulent et tridimensionnel, est basée sur l'approche RANS. La validation du modèle est obtenue en adoptant deux modèles de fermeture à savoir le modèle k-ε standard ainsi que le modèle k-ε RNG. Les résultats trouvés, comparés avec les données numériques et expérimentales disponibles dans la littérature, ont permis de bien estimer les paramètres caractérisant l'efficacité de cet appareil.

Nomenclature

d diamètre, mm

L Longueur, mm

k énergie cinétique de turbulence, $m^2.s^{-2}$

T température, K

P pression absolue, Pa

V_0 vitesse d'admission, $m.s^{-1}$

u_i composantes de la vitesse moyenne, $m.s^{-1}$

x_i coordonnées cartésiennes ($i=1,2,3$), m

h enthalpie, $kJ.Kg^{-1}.K^{-1}$

m débit massique $kg.s^{-1}$

Symboles Grecs

ε Taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence, $m^2.s^{-3}$

ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$

μ viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$

ξ fraction massique

Indices et exposants

$-$ moyenne de Reynolds

\sim moyenne de Favre

i entrée du tube vortex

h sortie du gaz chaud

c sortie du gaz froid

1. Introduction

Le tube vortex est un dispositif thermodynamique qui permet par effet vortex de produire deux jets respectivement de basse et haute température à partir d'un jet de gaz comprimé. Une telle séparation de l'écoulement est désignée sous le nom d'« effet de séparation de température (ou d'énergie) ».

Ce phénomène a fait l'objet de plusieurs recherches numériques et expérimentales : Saeid Akheshmehg et al.[1] ont développé un modèle numérique de la dynamique des fluides permettant de prévoir l'écoulement et la séparation de la température dans un tube vortex de Ranque-Hilsch ayant un jet d'admission circulaire, une sortie (froide) axiale et une sortie chaude axiale tandis que Andrews Space et al.[2] ont mené une recherche analytique et expérimentale sur les conditions de fonctionnement d'un tube vortex diphasique qui permet d'extraire et de liquéfier l'oxygène à partir d'un flux d'air entrant.

M.H. Saidi et al.[3] ont étudié expérimentalement la séparation d'énergie dans un tube vortex, cette étude a permis de représenter les effets des paramètres thermo-physiques et géométriques sur la séparation d'énergie dans un tube vortex, ce même phénomène a été traité

également par P.S. Bilga et al.[4] qui ont développé un nouveau modèle analytique basé essentiellement sur l'effet d'enfoncement (Ramming effect) sur les échanges de chaleur dans les tubes vortex.

Une nouvelle approche a été menée par Upendra Behera et al.[5] visant à optimiser la conception du tube vortex en se basant sur l'étude de la dynamique des fluides (CFD) et en utilisant le modèle de turbulence k-ε relatif au code de calcul Star-CD.

Dans ce qui suit, une contribution à la compréhension de l'écoulement dans les tubes vortex ainsi qu'au phénomène de séparation d'énergie va être menée.

2. Mise en équation

La modélisation mathématique de l'écoulement tridimensionnel et tourbillonnaire est basée sur les différentes lois de conservation notamment :

$$\text{L'équation de continuité : } \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

L'équation de conservation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \underbrace{\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i)}{\partial x_j}}_{\text{Transport convectif}} = \underbrace{-\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}}_{\text{Forces dues aux pressions}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \right]}_{\text{Forces de viscosité}} + \underbrace{\frac{\partial (-\overline{\rho u'_i u'_j})}{\partial x_j}}_{\text{Forces générées par la turbulence}} + \underbrace{F_i}_{\text{Forces de volume}} \quad (2)$$

Pour les relier à l'écoulement moyen, on a recours au concept de Boussinesq qui permet de les exprimer en fonction des gradients des vitesses moyennes :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\bar{\rho} k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3)$$

L'équation de conservation de l'énergie:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{T})}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j T''} \right) + S_h \quad (4)$$

$$\text{Loi des gaz parfaits : } PV = N R T \quad (5)$$

3. Etude numérique

Le tube vortex considéré est à contre-courant possédant pour entrées 6 buses (*nozzles*) de forme tubulaire disposées tangentiellement par rapport au tube et deux sorties : l'une est de forme cônica placée à l'extrémité chaude du tube l'autre étant cylindrique, placée à l'extrémité froide. Une représentation de la géométrie est donnée par la figure 1.

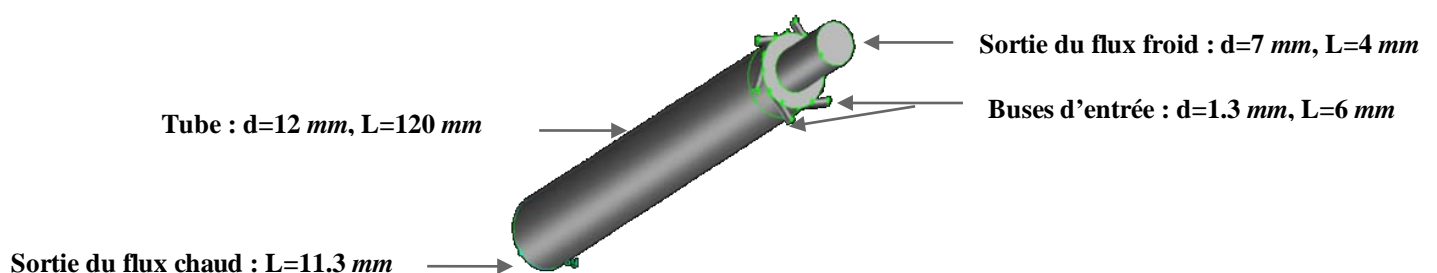


Figure1: Géométrie étudiée

Le maillage du domaine est constitué de 750 000 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. Le maillage est suffisamment fin au niveau des zones d'entrée et de sortie et moins serré (large) dans le reste du tube où il est presque uniforme.

Afin de simuler convenablement l'écoulement à l'intérieur d'un tube vortex et en tenant compte de la complexité du phénomène qui s'y établit, plusieurs hypothèses ont été utilisées afin de simplifier cette étude à savoir :

- L'écoulement est considéré à l'état stationnaire.
- Le fluide utilisé est l'air considéré comme gaz parfait $\Rightarrow \rho=f(T, P)$.
- Les propriétés physiques (viscosité, chaleur spécifique, conductivité thermique...) sont constantes.
- Le nombre de Prandtl est constant et égal à 0.9.

La résolution des équations (2), (3) et (4) gouvernant l'écoulement dans un tube vortex ne peut s'effectuer de manière succincte qu'après avoir fixé convenablement les conditions aux limites géométriques du problème traité qui, en se référant aux données d'Upendra et al. [5] se présentent comme suit :

- On impose à l'entrée une pression $P=0.5422$ MPa et une température $T=300K$.
- La pression au niveau de la sortie froide est maintenue égale à 0.136 MPa.
- On fait varier la pression au niveau de la sortie du flux chaud afin d'avoir différentes valeurs de la fraction massique.

4. Résultats et discussions

4.1. Validation du modèle

Afin de valider les résultats de la simulation numérique obtenue à l'aide des modèles de fermeture $k-\epsilon$ standard et $k-\epsilon$ RNG, les profils de vitesse trouvés ont été comparé avec ceux obtenus par la simulation numérique d'Upendra et al.[5], pour ce faire nous avons adopté un tube vortex dont la longueur est égale à 240mm correspondant à un rapport $L/D=20$.

On donne sur la figure 2 les évolutions radiales de la vitesse tangentielle (U) adimensionnée par la vitesse d'admission V_0 pour différentes positions axiales.

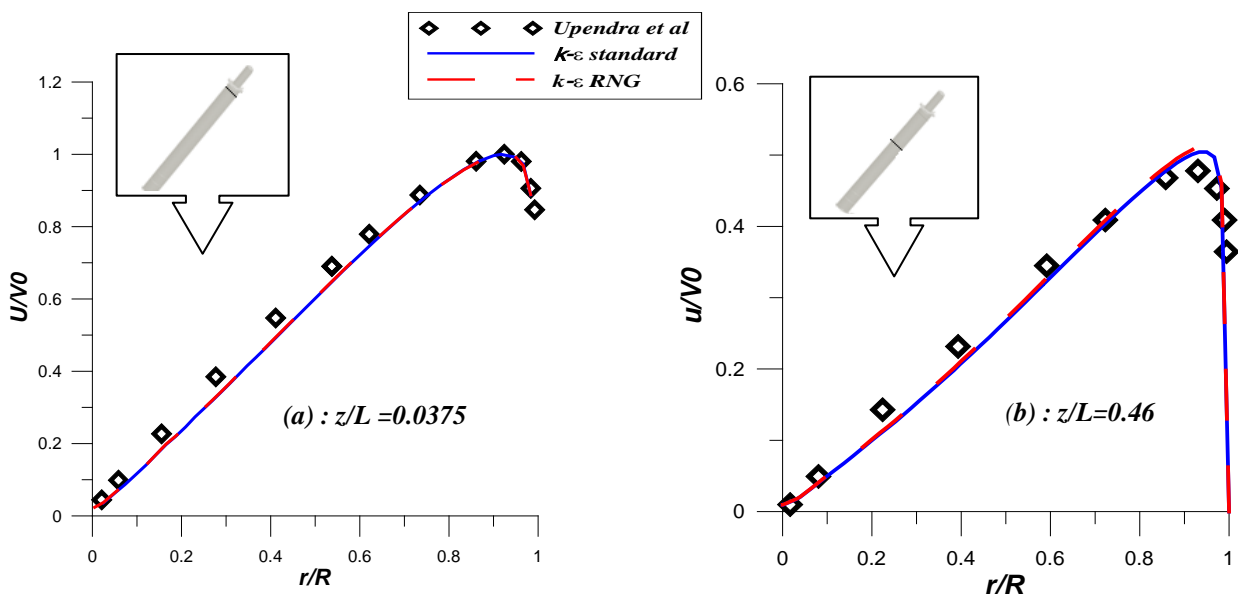


Figure2 : Profil de la vitesse tangentielle adimensionnée pour différentes positions axiales

Les résultats ont montré que les deux modèles de turbulence utilisés permettent de décrire correctement l'écoulement turbulent à l'intérieur du tube vortex.

On peut relever une légère différence entre les profils de vitesse tangentielle obtenus par notre simulation et celle d'Upendra et al.[5]. En effet, la principale raison est le type de maillage adopté ; Durant notre simulation, nous avons adopté un maillage comportant 750000 éléments sur la totalité de la géométrie, alors que ce même nombre d'éléments a été généré pour 1/6 de la géométrie du tube vortex d'Upendra et al.[5], tout en considérant un écoulement périodique.

4.2. Paramètres caractérisant la performance du tube vortex :

Une fois le modèle validé, on s'intéresse à la détermination des critères de performance du tube vortex; pour ce faire on fait varier la pression au niveau de la sortie du flux chaud de manière à obtenir différentes valeurs de la fraction massique des gaz respectivement froid et chaud définie comme suit :

$$\xi = \frac{\text{débit massique du gaz à la sortie froide}}{\text{débit massique du gaz à l'admission}} \text{ et } 1 - \xi = \frac{\text{débit massique du gaz à la sortie chaude}}{\text{débit massique du gaz à l'admission}}$$

Une distribution générale de la température est illustrée par la figure 3 pour une fraction massique du gaz froid égale à $\xi = 62\%$. La figure montre que les valeurs les plus élevées de la température correspondent au flux de gaz chaud se situant sur la périphérie et peuvent atteindre jusqu'à 331K au niveau de la valve cônique (sortie chaude), alors que les valeurs relatives au flux froid se situent au niveau de la sortie froide dont la valeur la plus basse est égale à 276 K, ce qui montre bien la séparation des flux thermiques chaud et froid situés de part et d'autre du tube vortex.

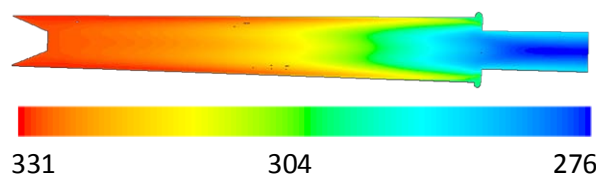


Figure 3 : Contours du champ de température dans le plan axial du tube vortex

4.2.1. Température du gaz à la sortie chaude

L'effet de la variation de la fraction massique du gaz chaud ($1-\xi$) sur la température est représentée sur la figure 4 qui indique que :

- Les fractions massiques du gaz chaud les plus basses donnent les températures chaudes les plus élevées ce qui montre que la température du gaz chaud diminue au fur et à mesure que la fraction massique du gaz chaud augmente (c.à.d en diminuant ξ).
- La température maximale obtenue à partir de cette analyse est égale à 338.8 K relative à une fraction massique du gaz chaud égale à 22% ($\xi=78\%$), pour cette même fraction massique la température maximale obtenue numériquement par Upendra et al [5] est égale à 334.6 K alors que expérimentalement cette température dépasse 344 K.

4.2.2. Température du gaz à la sortie froide

On donne sur la figure 5 les différentes températures du flux froid obtenues à partir de la variation de la fraction massique chaude. D'après cette figure on peut observer que :

- Les températures du gaz froid les plus faibles sont notées pour les fractions massiques du gaz chaud les plus élevées donc en diminuant ξ on peut réussir à atteindre les températures les plus basses.
- La température minimale du gaz s'échappant de la sortie froide égale à 281 K est obtenue pour une fraction massique du gaz chaud égale à 40% ($\xi = 60\%$), pour cette même valeur de la fraction massique la température obtenue expérimentalement est approximativement égale à 280 K .

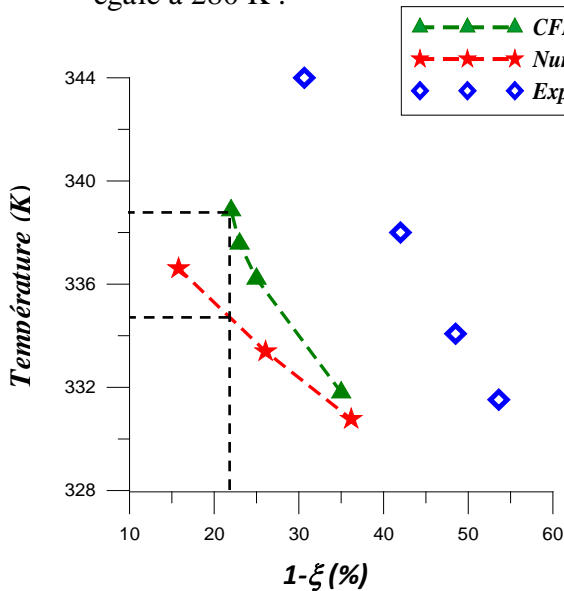


Figure 4: Température du flux chaud en fonction de la fraction massique du gaz chaud

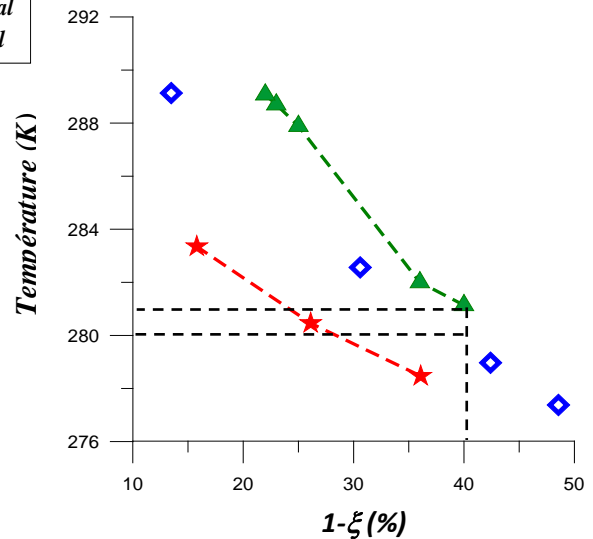


Figure 5: Température du flux froid en fonction de la fraction massique du gaz chaud

On peut observer d'après ces figures qu'il existe un certain écart entre les résultats numériques et ceux obtenus expérimentalement, ceci est probablement dû au fait que la variation de la fraction massique a été générée, dans le cas de la simulation numérique, par le changement successif de la valeur de la pression au niveau de la sortie cônica du flux chaud alors que pour les expériences ces différentes valeurs de la fraction massique ont été obtenues en déplaçant à chaque fois la valve de sortie chaude de manière à varier la pression de sortie. Donc cette différence du mode opératoire pourrait être à l'origine de ces différences.

4.2.3. Coefficients de performance

L'efficacité du tube vortex est estimée à partir du calcul de son coefficient de performance (COP) qui diffère selon son utilisation :

- ❖ Si le tube vortex est utilisé en tant que **pompe à chaleur** (*Heat engine*):

$$COP_{he} = \frac{m_h \cdot h_h}{m_i \cdot h_i} = (1 - \xi) * \frac{h_h}{h_i}$$

- ❖ Si le tube vortex est utilisé en tant que **machine frigorifique** (*refrigerator*):

$$COP_{re} = \frac{m_c \cdot h_c}{m_i \cdot h_i} = \xi * \frac{h_c}{h_i}$$

La figure 6 retrace l'allure du coefficient de performance d'un tube vortex fonctionnant en tant que pompe à chaleur (**figure 6.a**), et en tant que machine frigorifique (**figure 6. b**) d'après lesquelles on peut constater que :

- Les valeurs du COP_{he} calculées à partir de cette analyse varient entre 0.28 et 0.3 alors que celles du COP_{re} varient entre 0.55 et 0.68.
- Les coefficients de performance obtenus à partir de ces résultats sont faibles par rapport à ceux trouvés en utilisant un cycle de Carnot (cas idéal) fonctionnant avec les mêmes conditions de fonctionnement en effet :

$$5.5 < COP_{he(carnot)} < 5.8 \quad \text{et} \quad 6.5 < COP_{re(carnot)} < 6.8$$

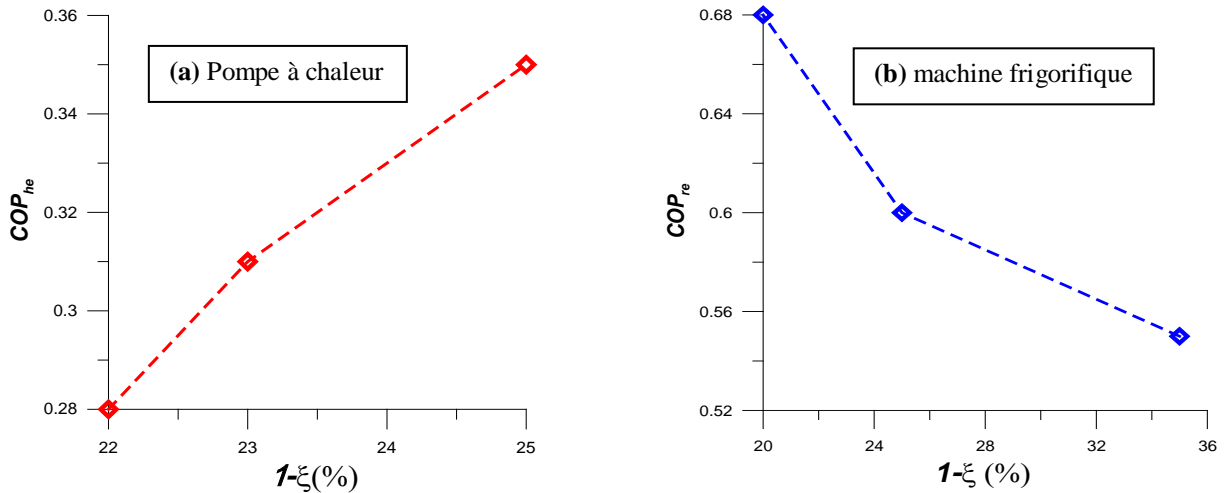


Figure 6 : Coefficients de performance du tube vortex

5. Conclusion

Les résultats de l'étude numérique tridimensionnelle de l'écoulement à l'intérieur d'un tube vortex ont montré que les modèles de turbulence utilisés respectivement le modèle k- ϵ standard et le modèle k- ϵ RNG permettent de décrire correctement l'écoulement turbulent à l'intérieur du tube vortex mais ces résultats peuvent être améliorés en adoptant comme modèle de turbulence, le modèle k- ϵ RSM qui tient compte de l'anisotropie de l'écoulement.

Le modèle simulé montre clairement le phénomène de séparation de l'énergie thermique vu que la différence maximale de température notée entre les sorties respectivement chaude et froide est de l'ordre de 60 K.

Concernant les coefficients de performances trouvés, les résultats obtenus montrent que le tube vortex a une efficacité thermique relativement faible néanmoins, il faut noter qu'il s'agit de l'unique dispositif capable de fournir à la fois deux flux de basse et haute températures à partir d'une seule forme d'énergie relative à la compression de l'air.

References

- [1] Saeid Akheshmeh, Nader Pourmahmoud and Hasan Sedgi, Numerical Study of the Temperature Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube, *American J. of Engineering and Applied Sciences*, 181-187(2008), 1941-7020.
- [2] Andrew M. Crocker, Steven M. White, Frank Bremer, Jr. Andrews Space, Experimental results of a vortex tube air separator for advanced space, *AIAA*, 20-23(2008).
- [3] M.H. Saidi, M.S. Valipour: Experimental modeling of vortex tube refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003), 1971-1980.
- [4] P. S. Bilga, S. C. Kaushik, Modeling of Temperature Separation Based on Ramming Effect and Heat Exchanger in a Ranque Hilsch Vortex Tube, *International Journal of Green Energy*, 373-387 (2008).
- [5] Upendra Behera, P.J. Paul, S. Kasthuriangan, R. Karunanithi, S.N. Ram, K. Dinesh ,S. Jacob CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque-Hilsch vortex tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48 (2005), 1961-1973.