

République Algérienne Démocratique et Populaire
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA -JIJEL
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Études

*Pour l'Obtention du Diplôme
De Master 2 en Génie Mécanique
Option Energétique*

Thème

Réalisation et Expérimentation
d'un Tube Vortex

Les membres du jury :

*M^{me}. N. ADERGHAL
M. T. E. BOUKELIA
M. S. DJIMLI
M. A. LAOUIR*

*Président
Examineur
Invité
Encadreur*

Présenté par :

*Saida BOUKENNA
Yassine BOUHADDA*

Promotion 2018

Université de Jijel

Dédicace

Nous dédions ce travail :

A nos très chers parents

A nos frères et à nos sœurs

A tous nos familles

Et bien sûr nos amis

Remerciement

*Nous remercions tout d'abord Allah qui nous a donné le plein pouvoir
et la patience pour effectuer et terminer ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier notre encadreur Ahmed Laouir pour sa
contribution et son aide qui nous ont été indispensables pour la
réalisation de ce travail ainsi que ces conseils précieux permettant
d'approfondir les connaissances scientifiques.*

*Nous adressons toujours nos sincères gratitudee à nos chers parents
pour tous les sacrifices donnés durant nos années d'études.*

Yassine offre un spécial remerciement à son unique sœur.

*Enfin, nous remercions également les membres de nos familles pour
leurs encouragements.*

Liste des tableaux

Tableau I. 1: Synthèse bibliographique sur les travaux expérimentaux.....	14
Tableau I. 2: Effet des différentes grandeurs du tube vortex.	26
Tableau I. 3: Travaux de simulation numérique sur le tube vortex.	29
Tableau II. 1: Dimensions intérieures des deux tubes vortex conçus.	36
Tableau II. 2: Rapports géométriques caractéristiques rencontrés dans la bibliographie.	37
Tableau II. 3: Rapports caractéristiques des dimensions des tubes vortex (<i>PM</i> : Petit Modèle, <i>GM</i> : Grand Modèle).	38
Tableau II. 4: Comparaison des rapports caractéristiques de deux tubes vortex avec ceux de la bibliographie.	39
Tableau III. 1: Températures mesurées. T_F à différentes positions, chambre <i>GM</i>	44
Tableau III. 2: Températures mesurées. T_F à différentes positions, chambre <i>PM</i>	45
Tableau III. 3: Résultats de mesure. Tube vortex <i>PM</i>	47
Tableau III. 4: Les rendements exergetiques calculés à partir de la bibliographie. ...	51

Liste des figures

Figure I. 1: Division d'un débit en deux débits chaud et froid.	12
Figure I.2 : Principe de fonctionnement d'un tube vortex.....	13
Figure I.3 : Volume de contrôle pour un tube vortex.	16
Figure I.4 : Modèles de tubes vortex commerciaux (<i>Exair</i>).....	21
Figure I.5 : Fluides étudiés.	22
Figure I.6 : Ecoulement à contre courant dans un tube vortex.....	23
Figure I.7 : Ecoulement à co-courant dans un tube vortex.....	24
Figure I.8 : Tube vortex conique.	24
Figure I.9 : Tube vortex divergent à double circuit.....	25
Figure I.10 : tube vortex convergent.	25
Figure I.11 : Schéma d'un tube vortex. Dimensions principaux.....	26
Figure I.12 : Champs de température (K).	30
Figure I.13 : Champs de pression (Pa).	30
Figure II. 1: Eléments constitutifs. Tube vortex à grande chambre.	33
Figure II. 2: Elément constitutifs. Tube vortex à petite chambre. Comparaison avec la grande chambre.	33
Figure II. 3: Mamelon grand modèle avec trou d'injection tangentiel et embout brasé pour l'alimentation en air comprimé.....	34
Figure II. 5: Tube vortex assemblé. Grand modèle(GM) et petit modèle(PM).....	35
Figure II. 4: Représentation des éléments usinés.	35
Figure II. 6: Dimensions du tube vortex avec grande chambre.	36
Figure II. 7: Dimensions du tube vortex avec petite chambre.	36
Figure II. 9: Compresseur utilisé pendant les premiers tests	40
Figure II. 10: Association en parallèle des deux compresseurs.	41
Figure III. 1: Différentes positions de la tête du thermocouple froid dans la chambre vortex GM	44
Figure III. 2: Différentes positions de la tête du thermocouple froid dans la chambre vortex PM	45
Figure III. 3: Prise de mesure. Le tube vortex est isolé dans du coton.	46
Figure III. 4: Variation des températures T_F et T_H en fonction de la pression relative P_{OR}	48

Figure III. 5: Variation de fraction de débit froid ε en fonction de la pression relative P_{OR} 49

Figure III. 6: Variation de rendement exergetique η_{ex} en fonction de la pression relative P_{OR} 50

Nomenclature

Nomenclature

Grandeurs	Désignation	Unité
P	Pression	bar
T	Température	K
h	Enthalpie massique	kJ/kg
s	Entropie massique	kJ/kg K
ex	Exergie massique	kJ/kg
Q	Chaleur massique	kJ/kg
w	Travail massique	kJ/kg
\dot{m}	Débit massique	kg/s
R	Constante universelle	kJ/kmol K
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	J/kg K

Symboles grecs	Désignation
η	Rendement
θ	Rapports des températures
ε	Fraction de débit froid
τ	Rapport de pression
σ	Notion d'irréversibilités
γ	Exposant adiabatique

Abréviation	Désignation
<i>GM</i>	Tube vortex Grand Modèle
<i>PM</i>	Tube vortex Petit Modèle
<i>COP</i>	Coefficient de Performance
<i>CFD</i>	Computational Fluids Dynamic
<i>CFC</i>	Chlorofluorocarbure
<i>HCFC</i>	Hydro chlorofluorocarbure

Indice	Désignation
0	Entré
e, f, c	Positions du thermocouple froid
F	Froid
H	Chaud
r	Rapport des débits
a	Débit coté froid
b	Débit coté chaud
m	Température du milieu

Sommaire

Introduction générale	9
------------------------------------	---

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.2 Principe de fonctionnement d'un tube vortex	12
I.3 Revue bibliographique.....	14
I.4 Bilans pour un tube vortex.....	16
I.4.1 Bilan d'énergie	16
I.4.2 Bilan d'entropie.....	17
I.4.3 Bilan d'exergie	17
I.5 Applications industrielles	20
I.5.1 Les tubes vortex commerciaux	20
I.5.2 Avantages et inconvénients.....	21
I.6 Fluides utilisés	22
I.7 Variantes de conceptions	23
I.7.1 Ecoulement à contre courant.....	23
I.7.1 Ecoulement à co-courant.....	23
I.7.3 Géométrie	24
I.7.4 Influence des différentes grandeurs	25
I.8 Travaux de simulation sur les tubes vortex	28

Chapitre II : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

II.1 Introduction	32
II.2 Réalisation	32

II.2.1 Pièces utilisées	32
II.2.2 Adaptation des pièces	34
II.2.3 Assemblage. Géométrie obtenue	35
II.2.4 Discussion sur la géométrie	36
II.3. Matériel utilisé.....	39

Chapitre III : Expérimentation

III.1 Introduction.....	43
III.2 Essais préliminaires	43
III.2.1 Grand modèle	43
III.2.2 Petit modèle	44
III.3 Résultats avec pression régulée	46
Conclusion générale	53

Introduction générale

Le tube vortex ou de Ranque-Hilsch a été découvert par Joseph Ranque en 1931 puis expérimenté par Rudolph-Hilsch en 1947. Ce dispositif est un système de refroidissement non conventionnel rencontré dans le monde industriel. Il s'agit d'un dispositif simple à effet thermique ne comportant aucune pièce en mouvement, ne demande pas d'alimentation électrique, capable de séparer un flux injecté de gaz (généralement c'est de l'air comprimé) de façon continue en deux courants l'un chaud l'autre froid. Il présente l'avantage d'être à la fois léger, compact et facile à mettre en œuvre, des qualités qui ont ouvert beaucoup d'applications industrielles au tube vortex comme moyen de refroidissement ou de chauffage; parfois dans des applications très particulières.

En dépit de la simplicité générale du tube vortex, le processus thermodynamique du fluide couplé aux écoulements à l'intérieur de tube n'est pas complètement compris. En effet, les phénomènes physiques à l'intérieur du tube restent difficiles à expliquer; le cas du tube vortex en technologie constitue l'un des problèmes encore mal maîtrisés sur le plan scientifique. Cela explique le grand nombre de travaux de recherche anciens et nouveaux sur le sujet et qui font face toujours aux mêmes difficultés à cerner, tous les aspects liés au fonctionnement du tube vortex. Un très grand nombre de ces travaux est d'ordre expérimental. Plus récemment, on rencontre de plus en plus de travaux de simulation numérique.

Ce mémoire a pour objet de construire un tube vortex et d'expérimenter son fonctionnement. Le but est de proposer une conception simple réalisable à partir de pièces disponibles sur le marché, notamment les magasins de matériels de plomberie. Les dimensions principales obtenues pour le tube sont globalement celles des pièces telles que acquises. Quelques adaptations des pièces étaient néanmoins nécessaires pour le montage final.

Le mémoire est organisé en trois chapitres:

Le premier chapitre est consacré à une présentation générale du tube vortex avec une revue bibliographique.

Dans le deuxième chapitre, nous détaillons la démarche adoptée afin de réaliser certains modèles ainsi que le matériel utilisé pour réaliser les expérimentations.

Dans le troisième chapitre, nous présentons la mise en œuvre des expérimentations réalisées et les résultats obtenus.

Ce rapport est terminé par une conclusion générale.

Chapitre I

Recherche
bibliographique

I.1. Introduction

Le tube vortex a intéressé beaucoup de chercheurs depuis son invention car il n'a pas d'équivalent lorsqu'il s'agit de diviser un débit de gaz à haute pression en un débit froid et un deuxième débit plus chaud, cela après une détente comme le montre la figure I.1.

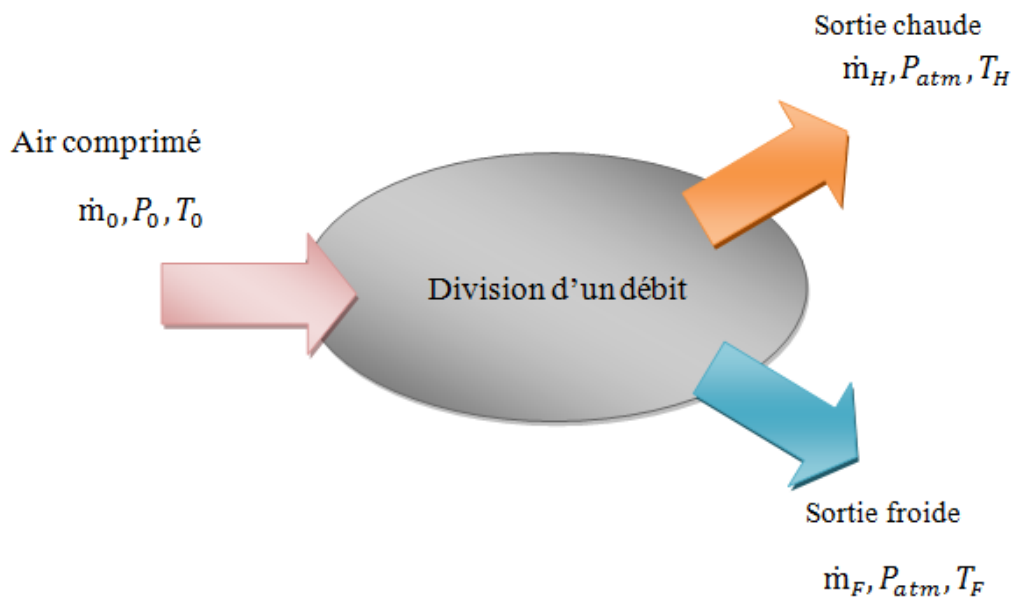


Figure I.1 : Division d'un débit en deux débits chaud et froid.

Dans ce chapitre, nous allons décrire le principe de fonctionnement d'un tube vortex ainsi que les phénomènes physiques qui se manifestent et qui permettent la séparation décrite. On aborde aussi une revue bibliographique sur différents travaux. On mentionne également les différentes applications possibles de ce système.

I.2 Principe de fonctionnement d'un tube vortex

A la vérité, l'explication précise du fonctionnement d'un tube vortex reste à ce jour mal connue. Les chercheurs ont proposé différentes opinions pour clarifier les bases sur lesquelles fonctionne ce dispositif. Mais il existe certains points sur lesquels les opinions divergentes.

Le phénomène de séparation est dû principalement à un tourbillon, le vortex, provoqué par l'injection tangentielle du gaz dans une chambre cylindrique comme montré dans la figure I.2.

Les vitesses atteintes peuvent être très grandes, de l'ordre d'un million de tours par minute (1000000 tr/min). Pour que le phénomène se manifeste suffisamment, les pressions doivent être en général supérieures à 5 bar avec l'air [1].

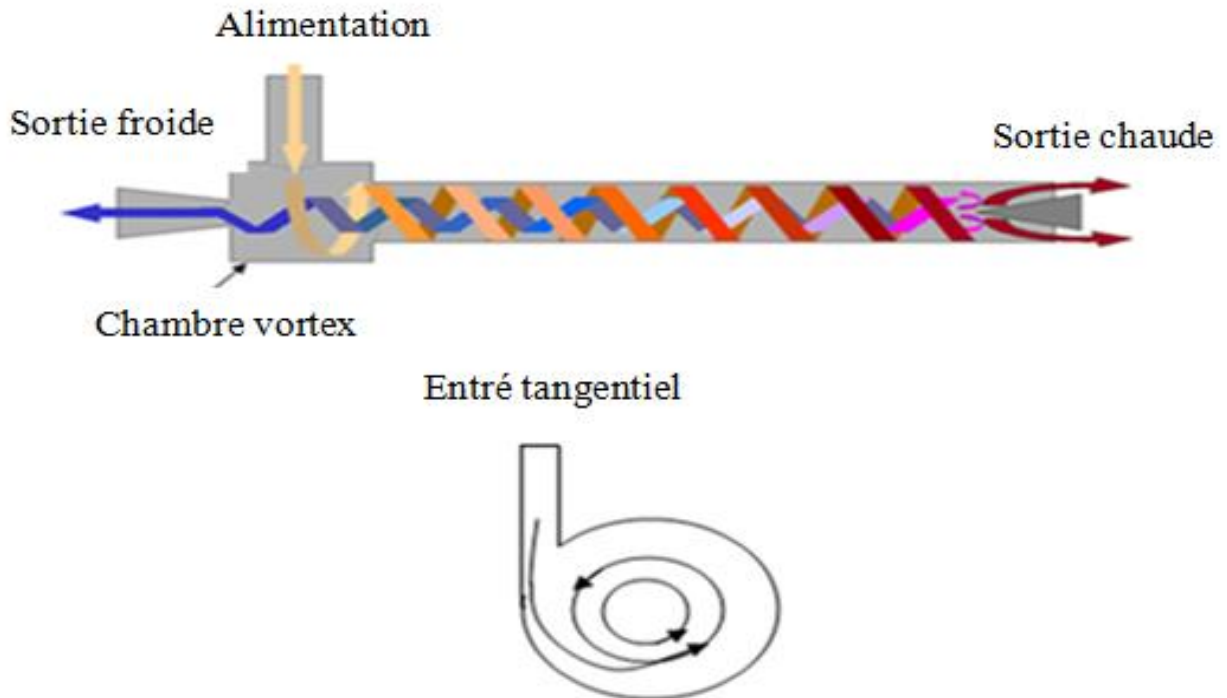


Figure I.2 : Principe de fonctionnement d'un tube vortex [1].

Sous l'effet de la force centrifuge, la pression au centre baisse fortement ce qui conduit à refroidir le gaz autour de l'axe. Par contre, dans la périphérie le gaz s'échauffe. Mais des phénomènes plus complexes se poursuivent dans le tube proprement dit comme illustré sur la figure I.2 où le gaz à la périphérie s'échauffe d'avantage tout en se détendant. Ce gaz chaud, qui peut atteindre une température de 70°C à 110 °C, est récupéré à la sortie et son débit réglé. Un pointeau se déplaçant axialement laisse sortir le gaz chaud à la périphérie. La fraction du fluide situé au cœur de l'écoulement circule en sens inverse pour poursuivre la détente et produire de l'air froid. Le courant froid à la sortie peut atteindre des températures très basses pouvant atteindre -35°C à -50°C.

I.3 Revue bibliographique

Historiquement [2], l'effet de séparation d'un débit de gaz en deux courants présentant une différence de température a été découvert par l'ingénieur en sidérurgie Georges-Joseph Ranque (1898-1973). Cette découverte a été faite par hasard à l'occasion de l'essai d'un dispositif permettant de supprimer la poussière de charbon contenu dans un débit d'air. En 1931, il a déposé un brevet d'invention pour le dispositif dénommé « Tube vortex ». Dans ses travaux, Ranque mentionne que l'air comprimé à 7 bars et 20 °C peut être séparé en un flux froid de (-10 ~ -20) °C et un flux chaud de presque 100 °C. Ses résultats ont été au début contestés par des scientifiques.

Par la suite, le physicien Allemand Rudolph Hilsch a poursuivi les recherches pour améliorer les performances du tube vortex et a publié les résultats en 1947[3].

Comme il a été dit plus haut, l'originalité du dispositif et les nombreuses questions scientifiques que soulèvent les phénomènes physiques qui se manifestent dans le tube vortex ont suscité l'intérêt d'un grand nombre de chercheurs. Il existe une bibliographie très riche sur les travaux effectués sur le sujet, dans le tableau suivant, nous avons réuni un certain nombre parmi les plus cités et les plus récents concernant des travaux expérimentaux:

Année	Auteurs	Objet du travail
1955	Westley d'après [4]	Effet de la géométrie.
1960	Takahama d'après [3]	Variation de paramètres géométriques.
1960	Deissler et Perlmutter d'après [5]	Performance d'un exemplaire.
1964	Linderstrom-Lang d'après [5]	Séparation des gaz.
1967 et 1977	Linderstrom-Lang et Marshall d'après [4]	Séparation des gaz.

Tableau I.1 : Synthèse bibliographique sur les travaux expérimentaux.

Année	Auteurs	Objet du travail
1969	Soni d'après [4]	Effet de la géométrie.
1983	Stephan et al. d'après [6]	Performance d'un exemplaire.
1988	Balmer d'après [3]	Expérimentation avec des liquides.
1997	Alborn et Grovers d'après [6]	Mesures dans l'écoulement.
1997	Alborn et al. d'après [7]	Etude de l'écoulement intérieur.
2001	Kevin d'après [4]	Séparation des gaz.
2002	Monohar et Chetan d'après [8]	Effet de la nature du fluide.
2003	Cao et al. d'après [5]	Effet de la géométrie.
2003	Saidi et Valipour d'après [9]	Rapport entre dimensions géométriques.
2004	Poshernev d'après [10]	Liquéfaction du gaz naturel.
2006	Aydin et Baki d'après [5]	Performance d'un exemplaire selon des paramètres géométriques.
2006	Escudier et al. d'après [11]	Rapport entre dimensions géométriques.
2007	Arjomandi et Xue d'après [5]	Variations des paramètres géométriques;
2008	Dincer et al. d'après [11]	Rapport entre dimensions géométriques.
2009	Dincer et al. d'après [5]	Variation des paramètres géométriques.
2013	Xue et al. d'après [11]	Etude de l'écoulement intérieur.
2013	Han et al. d'après [11]	Effet de la nature du fluide.
2014	Agarwal et al. d'après [11]	Effet de la nature du fluide.

Tableau I.1 (suite) : Synthèse bibliographique sur les travaux expérimentaux.

I.4 Bilans pour un tube vortex

Il s'agit de faire une analyse thermodynamique afin de pouvoir évaluer les performances, c'est-à-dire trouver une façon de comparer le cas réel au cas idéal [12]. Les conditions aux limites relatives aux pressions, températures et aux débits sont comme montrés dans la figure I.3.

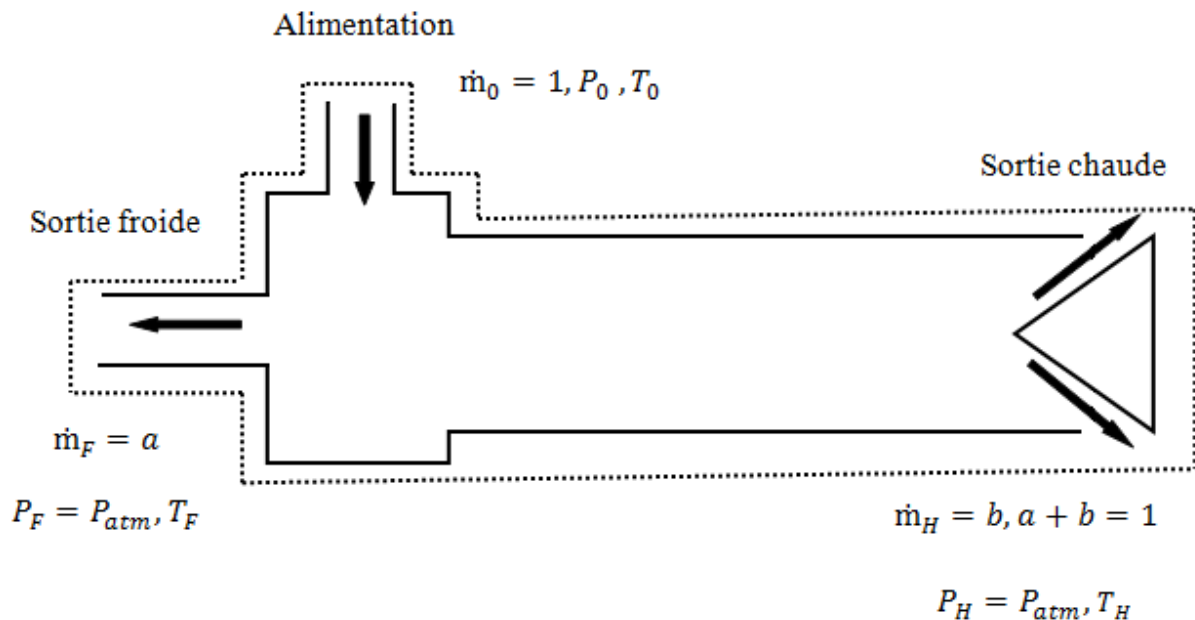


Figure I.3 : Volume de contrôle pour un tube vortex.

I.4.1 Bilan d'énergie

L'air est considéré comme gaz parfait à capacité calorifique constante, on a donc l'enthalpie qui ne dépend que de la température: $h(T) = c_p T + constante$. Le système n'échange pas de travail et il est supposé parfaitement isolé thermiquement. Soient h_0 , h_F , et h_H les enthalpies spécifiques respectivement à l'entrée, à la sortie froide et à la sortie chaude; T_0 , T_F et T_H les températures respectivement, à l'entrée, à la sortie froide et à la sortie chaude, c_p est la chaleur spécifique à pression constante.

Le bilan d'énergie impose :

$$h_0 = ah_F + bh_H \quad (I.1)$$

$$(a + b)h_0 = ah_F + bh_H \quad (\text{I.2})$$

Posons $r = \frac{a}{b}$ le rapport du débit froid au débit chaud,

$$(r + 1)h_0 = rh_F + h_H \quad (\text{I.3})$$

On a $h_0 = c_p T_0$, $h_F = c_p T_F$, $h_H = c_p T_H$, d'où

$$T_0 = r(T_F - T_0) + T_H \quad (\text{I.4})$$

On peut remarquer que le rapport r peut être déterminé en mesurant T_0 , T_F et T_H donc sans se servir de débitmètres:

$$r = \frac{(T_H - T_0)}{(T_0 - T_F)} \quad (\text{I.5})$$

I.4.2 Bilan d'entropie

Soient s_0 , s_F et s_H les entropies spécifiques respectivement à l'entrée, à la sortie froide et à la sortie chaude, et σ la production d'entropie lorsque la transformation est irréversible. La pression à l'entrée et la pression atmosphérique (à la sortie chaude et à la sortie froide) sont respectivement P_0 et P_a . Pour un gaz parfait γ est l'exposant adiabatique et R la constante des gaz parfait universelle.

Le bilan d'entropie s'écrit,

$$s_0 = as_F + bs_H - \sigma \quad (\text{I.6})$$

Dans le cas idéal, $\sigma = 0$ alors, $(a + b)s_0 = as_F + bs_H$ d'où,

$$(r + 1)s_0 = rs_F + s_H \quad (\text{I.7})$$

On a $s_0 = c_p \ln T_0 - R \ln P_0$, $s_F = c_p \ln T_F - R \ln P_a$, $s_H = c_p \ln T_H - R \ln P_a$

Alors

$$(r + 1)c_p \ln T_0 - (r + 1)R \ln P_0 = rc_p \ln T_F + c_p \ln T_H - (1 + r)R \ln P_a \quad (\text{I.8})$$

$$-(r + 1)R \ln \frac{P_0}{P_a} = r c_p \ln \frac{T_F}{T_0} + c_p \ln \frac{T_H}{T_0} \quad (\text{I.9})$$

Comme $\frac{R}{c_p} = \frac{\gamma-1}{\gamma}$,

$$-(r + 1) \frac{\gamma-1}{\gamma} \ln \frac{P_0}{P_a} = \ln \left(\frac{T_F}{T_0} \right)^r \frac{T_H}{T_0} \quad (\text{I.10})$$

D'où l'égalité $\left(\frac{P_0}{P_a} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}(r+1)} = \left(\frac{T_F}{T_0} \right)^r \frac{T_H}{T_0}$ (I.11)

- **Remarque 1**

Si on pose $\tau = \frac{P_0}{P_a}$, $\theta_H = \frac{T_H}{T_0}$ et $\theta_F = \frac{T_F}{T_0}$ les équations (I.4) et (I.11) deviennent respectivement,

$$r(\theta_F - 1) + \theta_H = 1 \quad (\text{I.12})$$

$$\tau^{\frac{1-\gamma}{\gamma}(r+1)} = \theta_H \theta_F^r \quad (\text{I.13})$$

- **Remarque 2**

En présence d'irrégularités σ , en remarquant que $\frac{\sigma^*}{c_p} = \ln e^{\frac{\sigma^*}{c_p}}$, le bilan

d'entropie devient : $\tau^{\frac{1-\gamma}{\gamma}(r+1)} = \theta_F^r \theta_H \left[e^{\frac{\sigma^*}{c_p}} \right]^{-1}$ où $\sigma^* = \frac{\sigma}{b}$

- **Remarque 3**

Au lieu du rapport $r = \frac{a}{b}$, on peut utiliser la fraction d'air froid $\varepsilon = \frac{a}{\dot{m}_0}$ les deux grandeurs sont liées par :

$$r = \frac{a}{b} = \frac{a/\dot{m}_0}{b/\dot{m}_0} = \frac{a/\dot{m}_0}{(\dot{m}_0 - a)/\dot{m}_0} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (\text{I.14})$$

En remplaçant dans le bilan d'énergie (I.12) et le bilan d'entropie (I.13), on obtient les écritures suivantes,

$$\varepsilon(\theta_F - \theta_H) = 1 - \theta_H \quad (\text{I.15})$$

$$\tau^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \frac{1}{1-\varepsilon} = \theta_H \theta_F^{\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}} \quad (\text{I.16})$$

L'avantage d'utiliser ε est que $0 \leq \varepsilon \leq 1$ alors que pour r $0 \leq r \leq \infty$.

I.4.3 Bilan d'exergie

On a l'exergie entrante égale à la somme des exergies sortantes plus l'exergie détruite ex_d ,

$$ex_0 = aex_F + bex_H + ex_d \quad (\text{I.17})$$

L'exergie massique est donnée par $ex = (h - h_m) - T_m(s - s_m)$. L'indice m renvoie aux conditions du milieu. Si on considère $T_m = T_0$ et $P_m = P_a$

$$ex_0 = c_p (T_0 - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T_0}{T_0} - R \ln \frac{P_0}{P_a} \right) = T_0 R \ln \frac{P_0}{P_a},$$

$$ex_F = c_p (T_F - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T_F}{T_0} - R \ln \frac{P_a}{P_a} \right) = c_p (T_F - T_0) - T_0 c_p \ln \frac{T_F}{T_0},$$

$$ex_H = c_p (T_H - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T_H}{T_0} - R \ln \frac{P_a}{P_a} \right) = c_p (T_H - T_0) - T_0 c_p \ln \frac{T_H}{T_0},$$

Pour caractériser la qualité de fonctionnement de tube vortex, on peut se servir du rendement exergetique défini par,

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergies sortantes}}{\text{exergies entrants}} = \frac{aex_F + bex_H}{ex_0} = \frac{rex_F + ex_H}{(1+r)ex_0},$$

En remplaçant par les expressions des exergies massiques, on obtient,

$$\eta_{ex} = - \frac{\ln \theta_F^r \theta_H}{(1+r)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \ln \tau} \quad (\text{I.18})$$

Ou bien à de ε ,

$$\eta_{ex} = - \frac{\ln \theta_F^{\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}} \theta_H}{\frac{1}{1-\varepsilon} \frac{\gamma-1}{\gamma} \ln \tau} \quad (\text{I.19})$$

On voit bien que dans le cas idéal $\eta_{ex} = 1$ la relation (I.18) se réduit à la relation (I.13) c'est-à-dire le bilan d'entropie avec $\sigma = 0$.

Certain auteurs utilisent la notion de coefficient de performance COP . Mais dans ce cas la frontière du système doit inclure l'échange de chaleur Q_F avec le débit froid et le travail de compression W . Le COP frigorifique s'écrit :

$$COP_F = \frac{Q_F}{W} \quad (I.20)$$

Avec $Q_F = ac_p(T_0 - T_F)$,

Le travail de compression peut être approximé par exemple en travail isentropique

$$W = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_0 \left[\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (I.21)$$

Il est à remarquer que le tube vortex joue aussi un peu le rôle d'une pompe à chaleur car la température T_H peut être beaucoup plus élevée que la température du milieu. Pour cette raison, le COP frigorifique ne mesure pas complètement la qualité de fonctionnement du système du point de vue thermodynamique. Par contre, le rendement exergetique, définie précédemment, remplit parfaitement ce rôle.

I.5 Applications industrielles

Les tubes vortex possèdent un certain nombre d'applications dans l'industrie destinées particulièrement sur le refroidissement ou le chauffage. Il existe de nombreuses applications malgré que le système fonctionne à faibles efficacités par rapport aux équipements de refroidissement classiques. Parmi ces applications, on peut citer:

- Rafraichissement des corps des travailleurs dans les mines [13, 14]
- Déshumidification des échantillons de gaz [15, 7]
- Refroidissement des armoires électriques [15,7]
- Refroidissement des outils lors de l'usinage [16,17]
- Refroidissement des composants électroniques [16,17]
- Refroidissement dans le soudage [16, 17]

I.5.1 Les tubes vortex commerciaux

Il existe une grande série des tubes vortex adaptée aux plusieurs applications, disponibles en petites taille, moyennes et grandes taille qui permettent de répondre aux différents besoins de refroidissement et de réchauffement localisés rencontrés dans l'industrie. Actuellement, les tubes vortex commerciaux sont fabriqués par des sociétés qui ont investi dans le développement de cet équipement particulier, parmi celles-ci on peut citer: *ITW Vortec, Nexflow, Exair, Arizona, Novacom, Meech englobe, Fiktech*. La figure I.4 montre l'exemple des modèles de tube vortex fabriqués par la société *Exair*

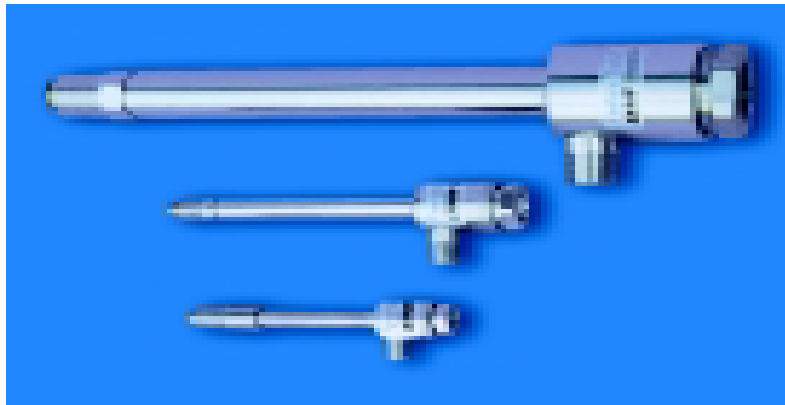


Figure I.4 : Modèles de tubes vortex commerciaux (*Exair*)[13].

I.5.2 Avantages et inconvénients

Parmi les bienfaits concernant le tube vortex on distingue les avantages suivants :

- Compact, léger et nécessite moins d'espace.
- Economique.
- Sécurité : pas de risque d'étincelle, pas d'explosion, et pas des perturbations électromagnétiques.
- Généralement fabriqué en acier inoxydable donc durable, résistant à l'usure, et à la corrosion.
- Ne rejetant aucun *CFC* ou *HCFC*.
- Pratiquement sans entretien puisqu'il ne comporte aucune pièce en mouvement.

- Permet d'éviter le refroidissement par les liquides comme dans l'usinage.

Comme tous dispositifs, il présente aussi certains inconvénients:

- Besoin de sources de gaz sous pression en débit et pressions suffisantes.
- Faible efficacité thermodynamique.
- Le niveau de bruit est très haut.

I.6 Fluides utilisés

Le tube vortex peut fonctionner avec n'importe quel gaz qui ne condense pas aux températures considérées [1]. L'air est en général le gaz de travail le plus rencontré. Les performances du tube vortex dépendent des propriétés du gaz utilisé. Dans un travail publié en 2017 [9] l'auteur a fait une synthèse sur l'importance des travaux de recherche suivant le type de fluide (figure I.5).

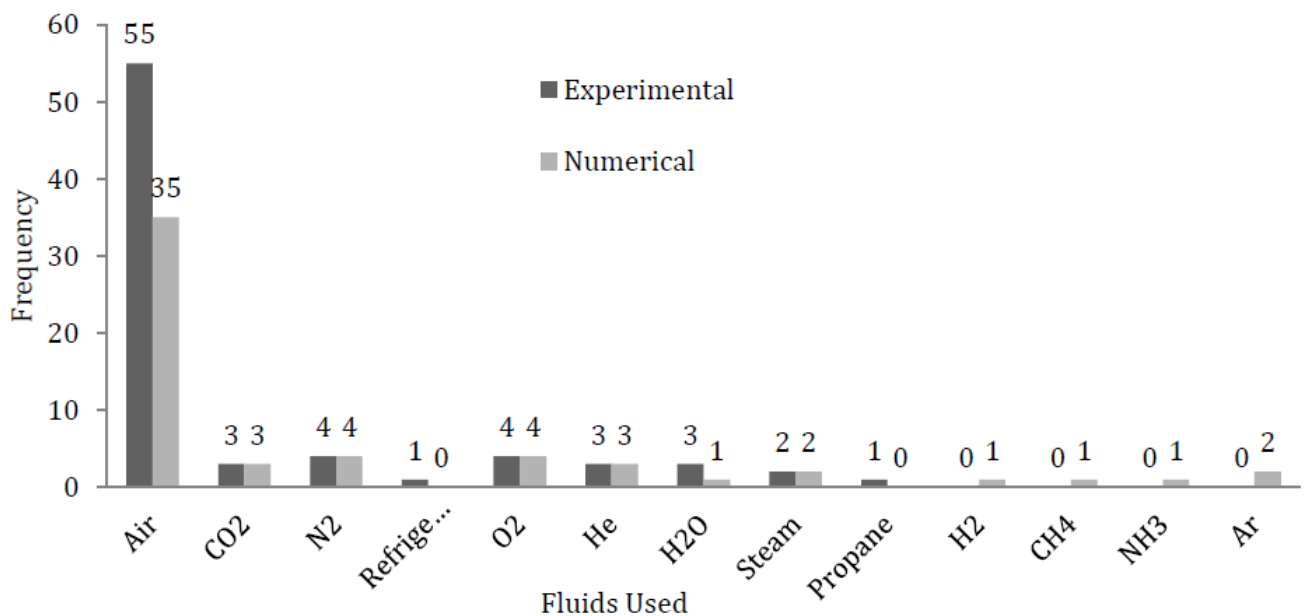


Figure I.5 : Fluides étudiés [9].

I.7 Variantes de conceptions

Beaucoup d'efforts ont été déployés pour essayer d'améliorer les performances de tube vortex. Différentes conceptions ont été proposées et expérimentées. On distingue deux types de tube vortex selon de type d'écoulement.

I.7.1 Ecoulement à contre courant

Dans ce cas, les circulations du gaz chaud et froid sont en sens opposées (figure I.6). Ce type est le plus répandu industriellement, il est largement utilisé grâce à son efficacité qui supérieure à l'autre type. Il est plus facile à fabriquer.

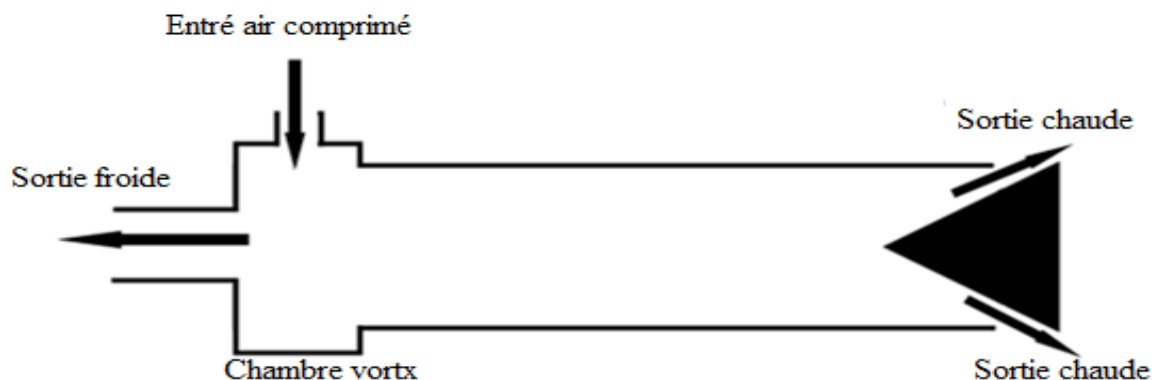


Figure I.6 : Ecoulement à contre courant dans un tube vortex.

I.7.1 Ecoulement à co-courant

La circulation du gaz chaud et froid dans le même sens. L'air froid sort par un trou dans l'axe de la valve conique. Le fonctionnement de tube vortex à co-courant est similaire au type le contre courant.

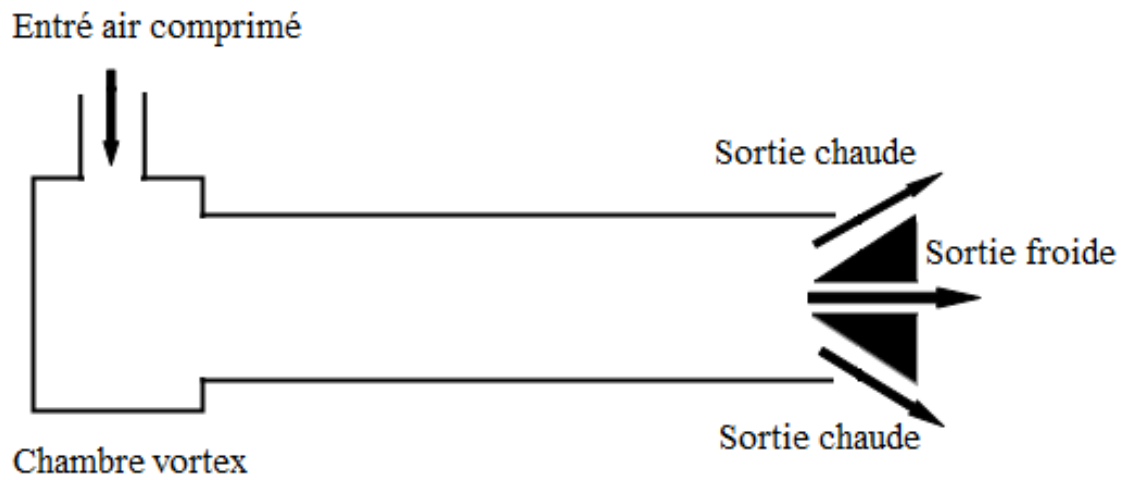


Figure I.7 : Ecoulement à co-courant dans un tube vortex.

I.7.3 Géométrie

Le modèle le plus courant est de forme cylindrique présenté précédemment, mais il existe la forme divergente comme le montre la figure I.8

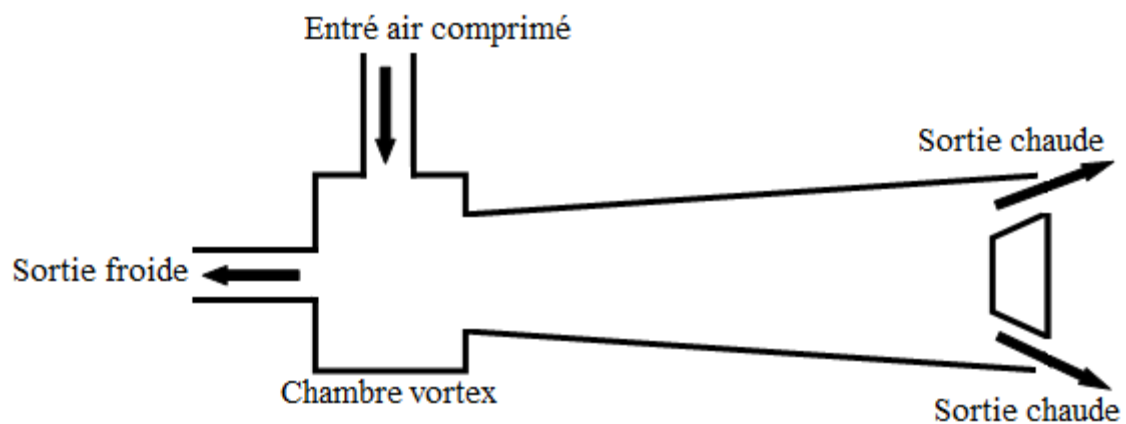


Figure I.8 : Tube vortex conique.

Dans un travail [4], les auteurs ont présenté cette forme avec double circuit illustrée dans la figure I.9 avec une deuxième alimentation.

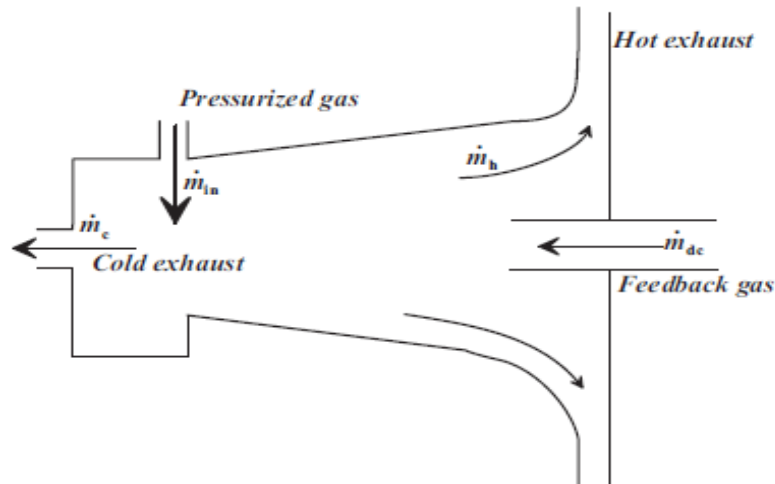


Figure I.9 : Tube vortex divergent à double circuit [4].

Il existe aussi la forme convergente comme dessinée dans la figure I.10.

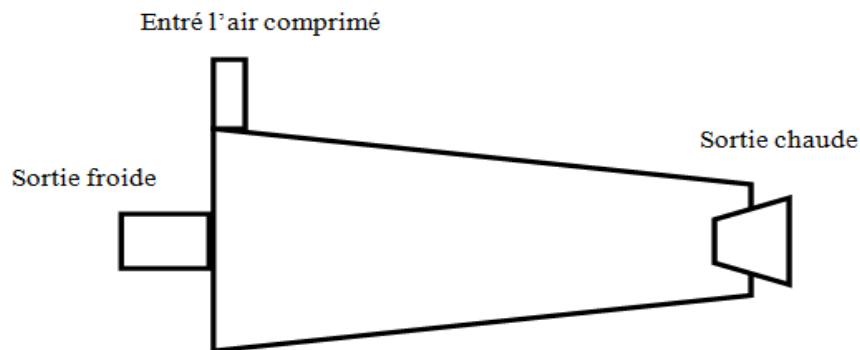


Figure I.10 : tube vortex convergent.

I.7.4 Influence des différentes grandeurs

Un des problèmes importants que beaucoup de chercheurs ont étudié concerne l'effet des dimensions géométriques sur les performances. La figure I.11 donne les paramètres géométriques principaux qui peuvent influencer sur le fonctionnement d'un tube vortex cylindrique. On a empiriquement essayé de trouver les géométries qui peuvent donner les meilleurs résultats. Le tableau I.2 réunit les informations que nous avons pu obtenir à ce sujet de même que l'influence de certaines autres grandeurs non géométriques.

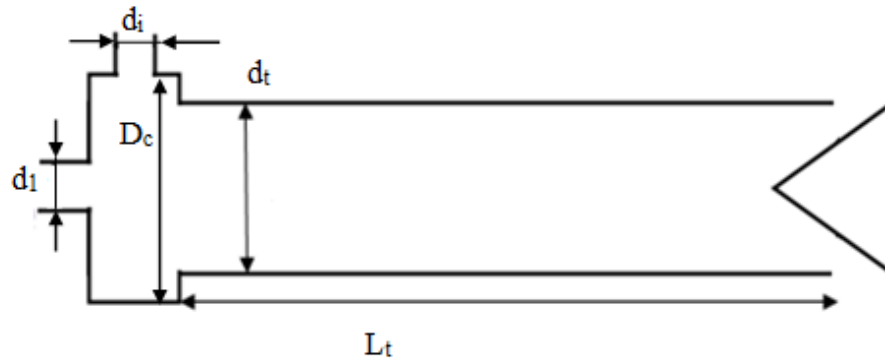


Figure I.11 : Schéma d'un tube vortex. Dimensions principaux.

Grandeurs	Auteurs	Observations
Diamètre d_t	Khezei et al. D'après* .	Le petit diamètre a un effet négatif sur le rendement.
Longueur de tube L_t	Olivier et al. D'après* .	Essai d'un tube divergent.
	Celik et al. D'après* .	Le tube long est moins efficace que le tube court.
Rapport $\frac{L_t}{d_t}$	Gulyaev D'après* .	La séparation énergétique augmentation pour $\frac{L_t}{d_t} > 13$.
	Piralishvili et Polyayev D'après* .	Minimisation des pertes d'énergie cinétique pour $1 < \frac{L_t}{d_t} < 12$.
	Saidi et Valipour D'après* .	Une grande efficacité pour $5 < \frac{L_t}{d_t} < 20$.
	Taparia et al. D'après* .	L'augmentation du rapport $\frac{L_t}{d_t}$ donne plus de l'effet de refroidissement.
Nombre et géométrie des buses	Saidi et Valipour Kirmci Dincer Avci D'après*	L'augmentation du nombre de points d'injection conduit à une diminution de performance.

* : [9]

Tableau I.2 : Effet des différentes grandeurs du tube vortex.

Grandeurs	Auteurs	Observations
Nombre et géométrie des buses	Poumahmoud et al. D'après* .	L'écart de température peut être amélioré lorsqu'on utilise des buses de forme hélicoïdales.
Diamètre de l'orifice froid d_1	Borisenko et al. D'après* .	A $d_1 = 0.45$; une chute de température maximale, et l'efficacité augmente avec l'augmentation de d_1 .
	Gulyaev d'après* .	Une capacité de réfrigération maximale lorsque $0,5 < d_1 < 0,57$.
	Saidi et Valipour D'après* .	Pour $d_1 > 0.5$, la différence de température à l'extrémité froide diminue et l'inverse est correct.
	Kumar D'après* et [18].	L'effet de conception de l'orifice du côté froid est moins important que l'effet de conception de la buse.
La fraction massique froide ε	Promvongse et Eiamsa-ard D'après* .	A $\varepsilon = 0.35$, la forte diminution de température est atteint pour des tubes avec et sans isolation.
	Maruthi et al. D'après* et [19].	A ε égale de 0.24 à 0.42; la différence de température est très élevée.
Pression d'entrée P_0	Kalashnikov D'après* .	L'augmentation de P_0 à l'entrée jusqu'à obtenir une certaine valeur; la chute de température devient presque constante même en augmentant P_0 au maximum.

* : [9]

Tableau I.2 (suite) : Effet des différentes grandeurs de tube vortex.

Grandeurs	Auteurs	Observations
Pression d'entrée P_0	Orhan et Muzaffer D'après* .	La pression d'entrée P_0 et la température sont linéairement élevées.
	Dincer et al. D'après* .	L'efficacité énergétique dépend du pression d'entrée et de la fraction massique froide.
	Taparia et al. D'après* et [20].	L'effet de refroidissement et P_0 sont linéairement augmentés.
Angle de tube	Takahama et Yokosawa D'après* .	La section divergente conduit à une meilleure séparation thermique.
	Gulyavev D'après* .	Une géométrie divergente contribue à réduire la longueur de tube pour une meilleure chute de température.
	Chang et al. D'après* .	La vitesse de tourbillonnement se réduit dans un tube divergent, ça réduire les pertes visqueuses internes.
Vanne de commande côté chaud	Dincer et al. D'après* .	La différence de température maximale se produit pour des angles de 30° et 60° .
	Kawthar et al. D'après* .	L'angle de 90° de la vanne de commande conduit à une efficacité élevée.

* : [9]

Tableau I.2 (suite) : Effet des différentes grandeurs de tube vortex.

I.8 Travaux de simulation sur les tubes vortex

Le recours de la simulation numérique à partir de modèles mathématiques basés sur les équations de Navier-Stokes permet d'analyser le comportement de l'écoulement et les phénomènes hydrodynamiques ainsi que les phénomènes thermiques au sein du fluide. La simulation permet aussi de comparer les résultats expérimentaux avec ceux que prévoient les modèles mathématiques. Les simulations sont en général conduites à

l'aide de logiciels comme: *Fluent*, *Ansys CFX*, *Star-CD*....etc basés sur les différences finies ou volumes finies. L'écoulement à l'intérieur du tube vortex est fortement turbulent, le choix du modèle de turbulence devient très important. Les modèles généralement utilisés sont: $K-\varepsilon$, *RNG $K-\varepsilon$* , *$K-\varepsilon$ SST*. Le tableau I.3 suivant fait une synthèse sur les travaux de recherche de type numérique, les informations sont tirées des références [8] et [21].

Auteurs	Domaine de calcul et modèles de turbulence	Méthode ou logiciel utilisé
Amitani et al.	2D -	Différences Finies
Guston et Bakken, Frohlingendorf et Unger.	2D $K-\varepsilon$	<i>Fluent</i> , <i>Ansys CFX</i>
Behera et al.	3D $K-\varepsilon$ et <i>RNG $K-\varepsilon$</i>	<i>Star-CD</i>
Aljuwayhel et al., Skye et al.	2D $K-\varepsilon$ et <i>RNG $K-\varepsilon$</i>	<i>Fluent</i>
Eiamsa-ard et Promvonge, Promvonge	2D <i>ASM</i> et $K-\varepsilon$	Volumes Finis
Farouk et Farouk	2D <i>Model LES</i>	<i>CFD- ACE+</i>
Secchiaroli et al.	2D <i>LES</i> et <i>RANS</i>	<i>Fluent</i>
Dutta et al.	2D $K-\varepsilon$, <i>RANS</i> et <i>SST $K-\varepsilon$</i>	<i>Fluent</i>
Baghdad et al.	3D $K-\varepsilon$, <i>SST $K-\varepsilon$</i> et <i>RSM</i>	<i>Fluent</i>
Pourmahmoud et al., Kandil, Abdelghani	3D $K-\varepsilon$	<i>Fluent</i>
Bovand et al.	3D <i>RNG $k-\varepsilon$</i>	<i>Fluent</i>

Tableau I. 3 : Travaux de simulation numérique sur le tube vortex [8] et [21].

Comme exemples de résultats que la simulation numérique permet d'obtenir, nous montrons plus bas ceux trouvés dans la référence [5]. L'auteur a utilisé le code de calcul *Fluent* pour faire des simulations de tube vortex muni de quatre orifices

d'injection au niveau de la chambre. L'auteur a comparé l'effet du modèle de turbulence sur les résultats de calculs.

La figure I.12 présente l'aspect des champs de température à l'intérieur et la figure I.13 présente la distribution de la pression.

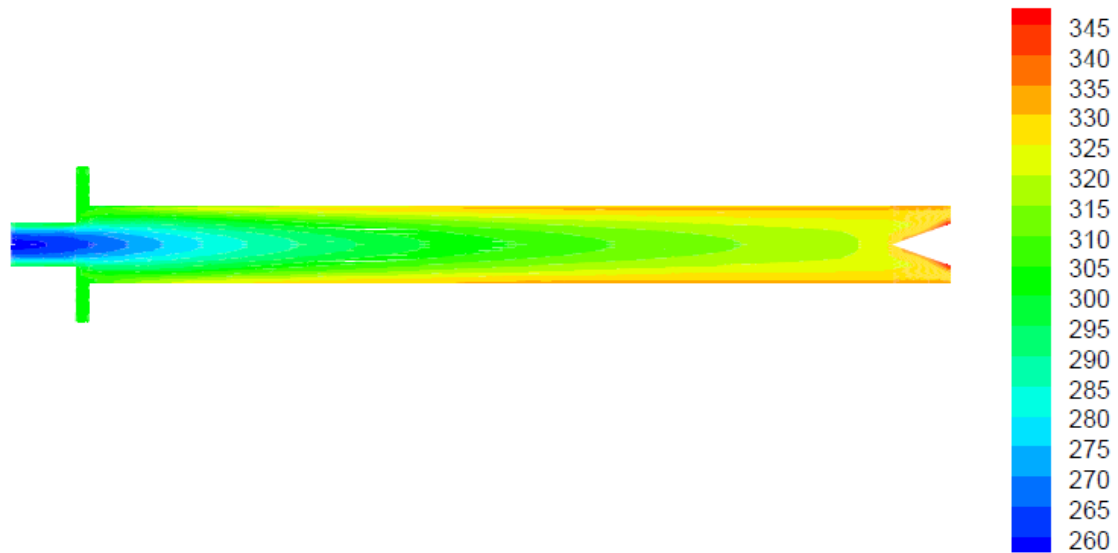


Figure I.12 : Champs de température (K) [5].

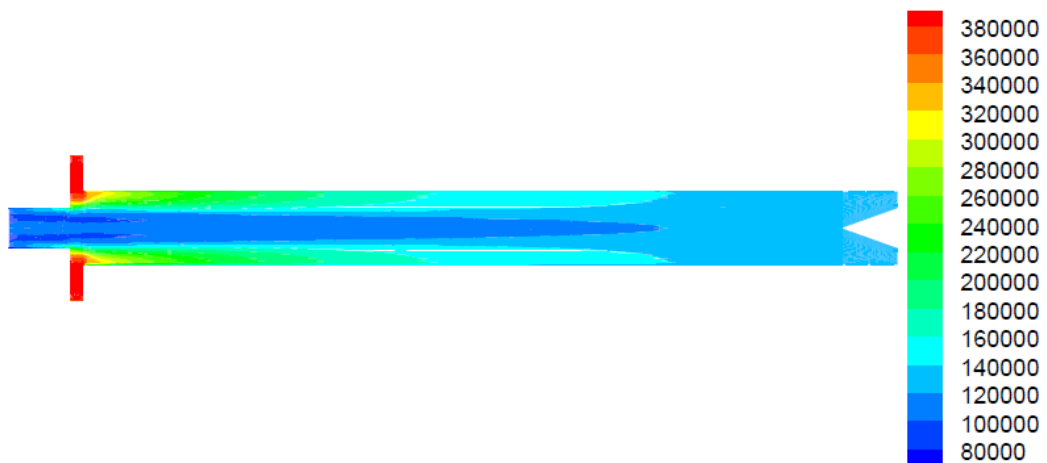


Figure I.13 : Champs de pression (Pa) [5].

Chapitre II

Etude et dimensionnement d'un tube vortex

II.1 Introduction

Pour concevoir un système, il faut en premier lieu le dimensionner. Généralement, le dimensionnement signifie l'opération de déterminer les dimensions optimales et appropriées à notre ouvrage.

Dans ce chapitre, nous allons présenter la manière suivant laquelle nous avons construit des tubes vortex de type démontable à partir de pièces disponibles qui rendent la réalisation peu coûteuse. Nous discutons et comparons aussi les dimensions intérieures obtenues par rapport à la bibliographie.

II.2 Réalisation

En général, la réalisation d'un tube vortex fait appel à des méthodes de fabrication comme l'usinage sur machine outil ou bien encore le moulage et le soudage. Ces opérations peuvent s'avérer coûteuses lorsqu'il s'agit de fabriquer un seul exemplaire.

Bien qu'il existe des machines outil au niveau de notre atelier pour faire différentes opérations d'usinage, nous avons trouvé intéressant de faire la réalisation à partir de pièces disponibles sur le marché, rencontrées en plomberie. Dans cet esprit, on évite en maximum le recours à l'usinage sauf opérations strictement nécessaires comme le perçage.

Nous présentons ci-dessous deux modèles de tube vortex qui diffèrent par la taille de la chambre de vortex.

II.2.1 Pièces utilisées

La figure II.1 montre les différents éléments utilisés et leurs dénominations communes.

Le tube est proprement dit en cuivre, les autres pièces en bronze sauf le cône est en aluminium la figure montre le tube vortex à grande chambre démonté.

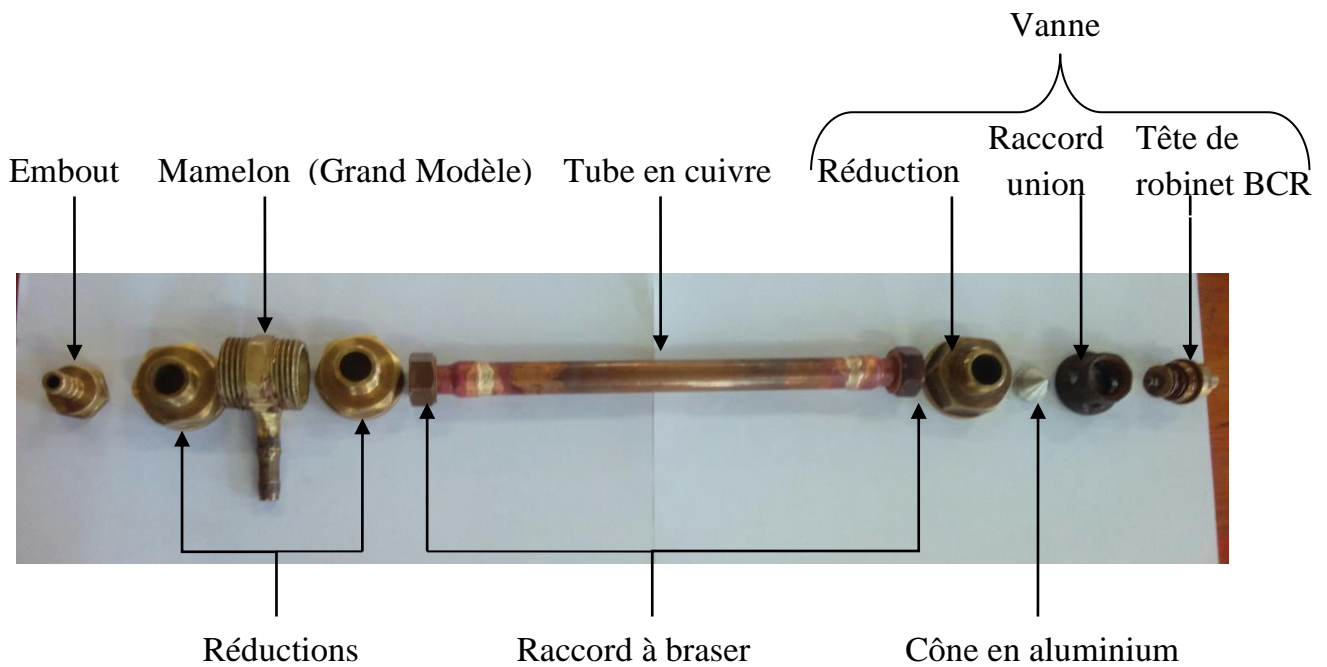


Figure II.1 : Eléments constitutifs. Tube vortex à grande chambre.

La figure II.2 représente les éléments utilisés pour constituer le tube vortex à petite chambre. Celle-ci est constituée d'un mamelon de plus petite taille fermé d'un bouchon fileté.

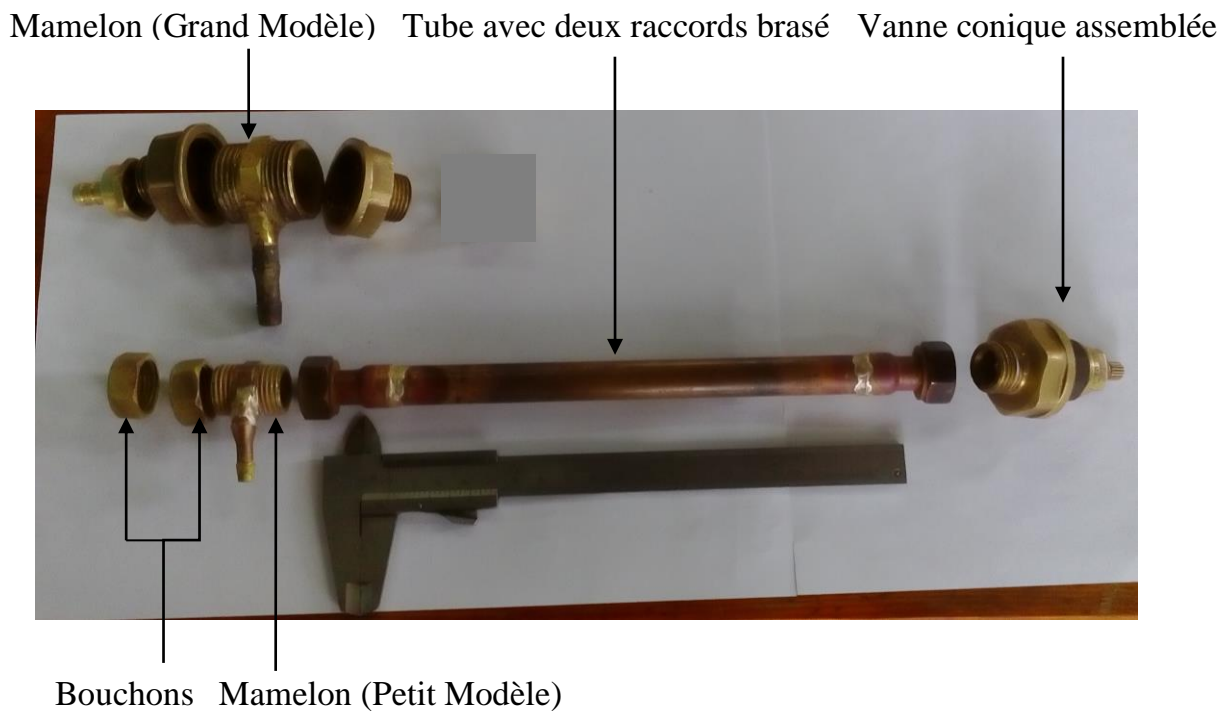


Figure II.2 : Elément constitutifs. Tube vortex à petite chambre. Comparaison avec la grande chambre.

II.2.2 Adaptation des pièces

On a essayé autant que possible d'utiliser des pièces comme elles sont acquises. Mais certaines opérations sont inévitables pour adapter et assembler des pièces. Le travail le plus important est la réalisation du trou d'injection tangentiellement à la surface intérieure du mamelon. Ensuite, un embout doit être brasé pour alimenter le système en air comprimé figure II.3.



Figure II.3 : Mamelon grand modèle avec trou d'injection tangentiel et embout brasé pour l'alimentation en air comprimé.

La pièce du raccord-union qui porte la tête de robinet est percée de quatre trous de diamètre 8 mm pour l'évacuation de l'air chaud. Les bouchons sont percés l'un à 4 mm et l'autre à 5,5 mm.

Le réglage du débit est un point très important dans ce type de dispositif. Il était nécessaire de réaliser un cône de géométrie parfaite et cela a nécessité sa réalisation sur tour.

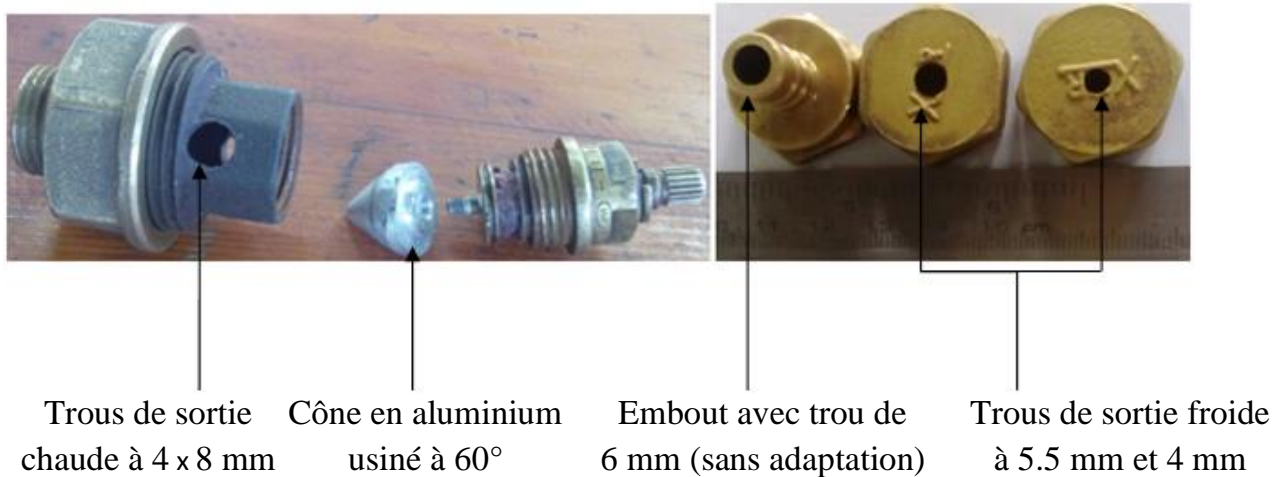


Figure II.4 : Représentation des éléments usinés.

II.2.3 Assemblage. Géométrie obtenue

Les deux raccords sont brasés sur le tube de cuivre, le reste des éléments est assemblé par filetage; un joint d'étanchéité est disposé entre chaque deux éléments. Les pièces sont assemblées suivant l'ordre montré dans les figures II.1 et II.2, pour obtenir les deux assemblages montrés sur la figure II.5 Grande Modèle (GM), Petit Modèle (PM).



Figure II.5 : Tube vortex assemblé. Grand modèle(GM) et petit modèle(PM).

Une fois assemblés les deux tubes vortex présentent des dimensions intérieures réunies dans le tableau II .1 relatif aux figures II.6 et II.7:

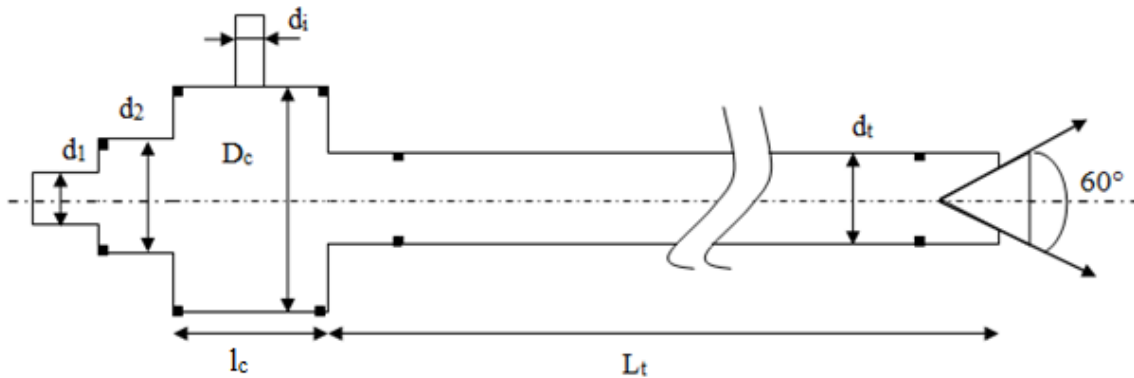


Figure II.6 : Dimensions du tube vortex avec grande chambre.

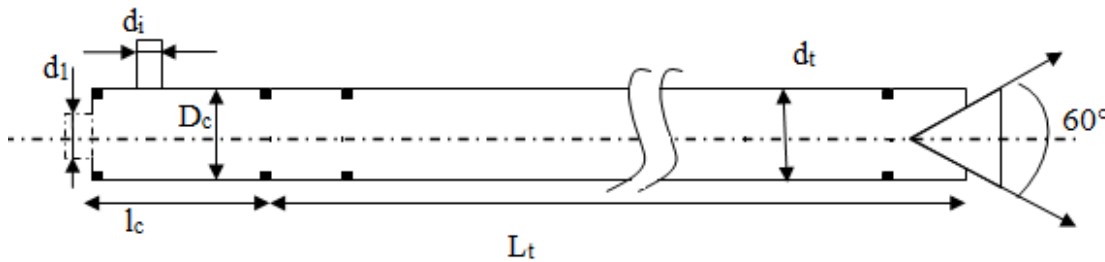


Figure II.7 : Dimensions du tube vortex avec petite chambre.

	d_1 (mm)	d_2 (mm)	d_i (mm)	d_t (mm)	D_c (mm)	l_c (mm)	L_t (mm)
Grand modèle	6	15	4	14	25	37.4	250.2
Petit modèle	4 / 5.5	-	2	14	14	29	250.2

Tableau II.1 : Dimensions intérieures des deux tubes vortex conçus.

II.2.4 Discussion sur la géométrie

Comme précisé dans le premier chapitre, il existe un grand nombre de travaux expérimentaux sur les tubes vortex. Dans ces travaux, on trouve diverses opinions sur les mécanismes de fonctionnement ainsi que des recommandations sur les géométries qui donnent les meilleurs résultats selon leurs auteurs.

En général, les recommandations concernent des rapports entre les dimensions suivantes :

- Diamètre ou section d'injection : d_i , ($a_i = \frac{\pi d_i^2}{4}$)
- Diamètre ou section sortie froide : d_1 , ($a_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$)
- Diamètre ou section de tube : d_t , ($a_t = \frac{\pi d_t^2}{4}$)
- Longueur L_t

Il existe des modèles avec plusieurs trous d'injection, dans ce cas, la section d'injection et la somme totale des sections individuelles. Dans le tableau II.2 suivant, nous avons réuni les valeurs que nous avons pu d'obtenir :

Auteurs	Rapports géométriques caractéristiques
Westley d'après [4]	$\frac{a_1}{a_t} \cong 0.167$ $\frac{a_i}{a_t} \cong 0.156 + \frac{0.176}{\tau}$ $\tau = \frac{P_0}{P_a} = 7.5$
Takahama d'après [4]	$\frac{d_i}{d_t} = 0.2$ $\frac{a_i}{a_t} = 0.08 \sim 0.17$ $\frac{a_1}{a_i} = 2.3$
Parleker d'après [4]	$\frac{L_t}{d_t} \leq 3$
Soni d'après [4]	$\frac{a_i}{a_t} = 0.084 \sim 0.11$ $\frac{a_1}{a_t} = 0.08 \sim 0.145$ $\frac{L_t}{d_t} > 45$

Tableau II.2 : Rapports géométriques caractéristiques rencontrés dans la bibliographie.

Auteurs	Rapports géométriques caractéristiques
Soni et Thompson d'après [22]	$0.4 < \frac{d_1}{d_t} < 0.6$
Sadi et Valipour d'après [9]	$5 < \frac{L_t}{d_t} < 20$

Tableau II.3(suite) : Rapports géométriques caractéristiques rencontrés dans la bibliographie.

Certains auteurs ont également essayé de trouver les meilleures géométries pour le cône [23] et la chambre vortex [24] mais il n'existe pas de recommandations générales à ce sujet.

En comparant les rapports caractéristiques que nous avons obtenu, montrés dans le tableau II.3, avec les recommandations disponibles dans la bibliographie, on remarque que les rapports nous avons obtenu sont en général compatibles avec ceux des auteurs.

	$\frac{L_t}{d_t}$	$\frac{a_i}{a_t}$	$\frac{a_1}{a_t}$	$\frac{d_i}{d_t}$	$\frac{d_1}{d_t}$
<i>GM</i> avec 6 mm	17.872	0.081	0.183	0.285	0.428
<i>PM</i> avec 4mm	17.872	0.020	0.081	0.142	0.285
<i>PM</i> avec 5.5 mm	17.872	0.020	0.154	0.142	0.392
<i>PM</i> avec 6 mm	17.872	0.020	0.183	0.142	0.428

Tableau II.4 : Rapports caractéristiques des dimensions des tubes vortex.

(*PM* : petit modèle, *GM* : grand modèle)

Parfois les recommandations ne sont pas vérifiées, mais il faut noter qu'il existe des différences et des divergences notables entre les auteurs eux-mêmes, et qu'il n'existe pas vraiment de règles rigoureuses sur ce plan.

Interprétation des signes :

≅: Proche.

✗: Non vérifiées.

✓: Vérifiées.

	$\frac{L_t}{d_t}$	$\frac{a_i}{a_t}$	$\frac{a_1}{a_t}$	$\frac{d_i}{d_t}$	$\frac{d_1}{d_t}$
<i>GM</i> avec 6 mm	Parleker d'après [4] ✗ Soni d'après [22] ✗ Saidi et Valipour d'après [9] ✓	Soni d'après [22] ✓ Takahama d'après [4] ✓ Westley d'après [4] ✗	Westley d'après [4] ≅	Takahama d'après [4] ✓	Soni d'après [22] ✓
<i>PM</i> avec 4mm	Parleker d'après [4] ✗ Soni d'après [22] ✗ Saidi et Valipour d'après [9] ✓	Soni d'après [22] ✗ Takahama d'après [4] ✗ Westley d'après [4] ✗	Soni d'après [22] ✓	Takahama d'après [4] ✗	Soni d'après [22] ✗
<i>PM</i> avec 5.5 mm	Parleker d'après [4] ✗ Soni d'après [22] ✗ Sadi et Valipour d'après [9] ✓	Soni d'après [22] ✗ Takahama d'après [4] ✗ Westley d'après [4] ✗	Soni d'après [22] ≅	Takahama d'après [4] ✗	Soni d'après [22] ✗
<i>PM</i> avec 6 mm	Parleker d'après [4] ✗ Soni d'après [22] ✗ Saidi et Valipour d'après [9] ✓	Soni d'après [22] ✗ Takahama d'après [4] ✗ Westley d'après [4] ✗	Westley d'après [4] ≅	Takahama d'après [4] ✗	Soni d'après [22] ✓

Tableau II.5 : Comparaison des rapports caractéristiques de deux tubes vortex avec ceux de la bibliographie.

II.3.Matériel utilisé

L'installation expérimentale est composée du tube vortex branché au compresseur. Les températures sont mesurées à l'aide de deux thermocouples avec afficheur digital. Comme cela est montré dans la figure II.8.

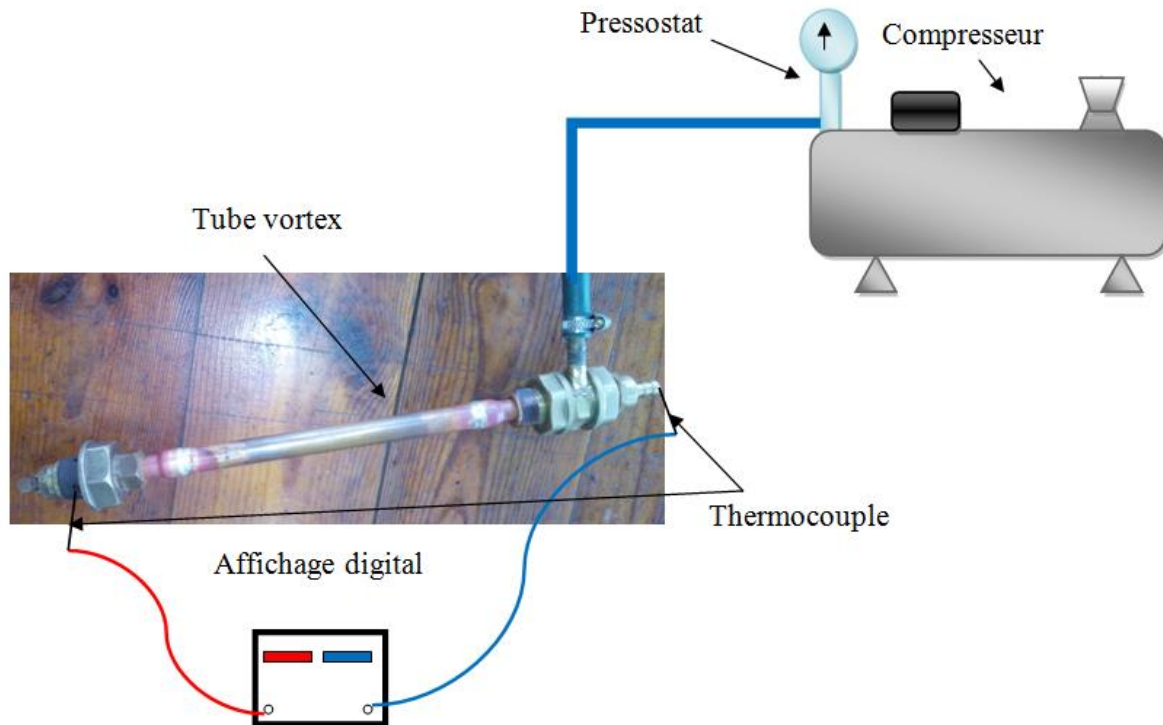


Figure II.8 : Schéma de l'installation expérimentale.

Le compresseur est muni d'un régulateur de pression qui permet de fixer la valeur de la pression d'air à la sortie.

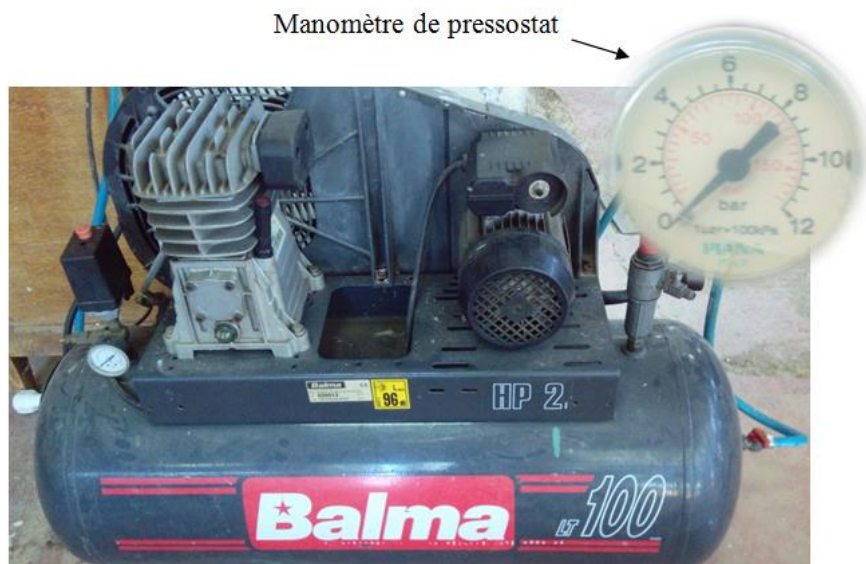


Figure II.9 : Compresseur utilisé pendant les premiers tests.

Comme il sera expliqué dans le chapitre suivant, le premier compresseur utilisé s'est avéré de capacité insuffisante. Pour augmenter la capacité de production d'air

comprimé, on a ajouté un deuxième compresseur de caractéristiques identiques au premier. L'association en parallèle des deux compresseurs comme le montre la figure II.10 nous permis de doubler la capacité de production d'air comprimé.

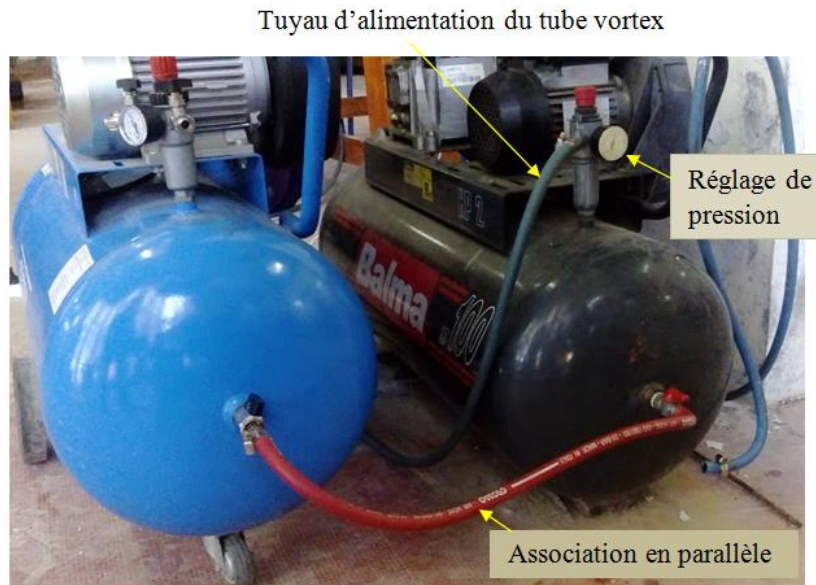


Figure II.10 : Association en parallèle des deux compresseurs.

Chapitre III

Expérimentation

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats de nos essais, les tests seront présentés dans l'ordre dont lequel ils ont été effectués en analysant les aspects qui ont limités certaines performances et les changements effectués pour y remédier.

III.2 Essais préliminaires

Nos tous premiers essais sont destinés à prendre en main le montage expérimental et de le préparer pour les mesures finales. Les premiers tests sont effectués après avoir calorifuger le tube avec du coton. Il s'agit de vérifier le bon fonctionnement général de l'ensemble.

III.2.1 Grand modèle

En testant le grand modèle, nous avons constaté que la pression ne se maintient pas dans la bouteille d'air comprimé bien que le compresseur soit en action. La pression maximale à laquelle s'arrête le moteur du compresseur est d'environ 6,5 bar. En ouvrant le robinet d'alimentation du tube vortex, la pression chute en quelques minutes de 6,5 à 1,5 bar. La régulation de pression devient impossible à réaliser par insuffisance d'air comprimé.

Devant cette situation, nous nous sommes limités à essayer de détecter la température la plus basse que peut produire le système en régime transitoire entre 6,5 et 1,5 bar. En faisant les mesures côté sortie froide, nous avons remarqué que la température T_F est sensiblement différente suivant la position de la tête du thermocouple comme le montre la figure III.1. Les températures les plus basses se manifestent au cœur de la chambre de vortex, à hauteur du trou d'injection (position c). La valeur la plus basse enregistrée est $T_F = -2,7\text{ }^\circ\text{C}$, lorsque la température T_0 de l'air comprimé était d'environ $20\text{ }^\circ\text{C}$.

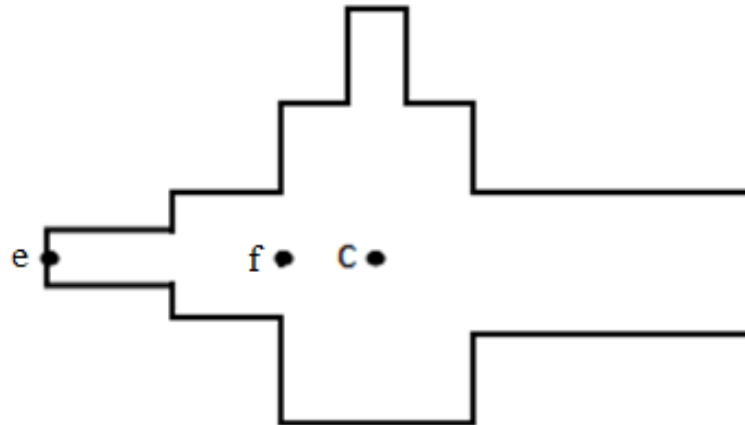


Figure III.1 : Différentes positions de la tête du thermocouple froid dans la chambre vortex *GM*.

La pression finale à laquelle le grand modèle peut fonctionner en régime permanent est de 1,5 bar. Malgré la faiblesse de cette pression, nous avons fait des mesures rassemblées dans le tableau III.1:

T_o [°C]	T_H [°C]	$(T_F)_e$ [°C]	$(T_F)_c$ [°C]
24,2	28,4	19,8	20,2

Tableau III.1 : Températures mesurées. T_F à différentes positions, chambre *GM*.

Comme on peut le constater la faiblesse des écarts de température, l'effet reste relativement modeste bien que mesurable par les thermocouples.

III.2.2 Petit modèle

Les premiers tests ont été réalisés alors que le petit modèle n'était pas encore réalisé. Comme expliqué plus haut, le fonctionnement du grand modèle n'était pas satisfaisant. Nous avons alors décidé de réaliser un modèle plus petit qui consomme un volume d'air comprimé inférieur. Pour cela le diamètre de l'orifice a été réduit à 2 mm réalisé sur un mamelon de 14 mm de diamètre intérieur (pour le grand modèle,

respectivement 4 mm et 25 mm). Nous avons aussi préparé des bouchons avec des trous de sortie du gaz froid de diamètre 5,5 et 4 mm.

Avec ce modèle, la pression maximale qu'on a pu stabiliser est de 2,6 bar, une pression qui reste néanmoins faible pour réaliser des mesures significatives. La réduction du diamètre d'injection à 2 mm ne nous a pas finalement permis de solutionner le problème rencontré avec le grand modèle. Nous nous sommes encore limiter à effectuer les mêmes évaluations qu'avec le grand modèle. Le tableau ci-après illustre les résultats de mesures pour le premier de 2.6 bar en régime permanent.

T_o [°C]	T_H [°C]	$(T_F)_e$ [°C]	$(T_F)_c$ [°C]
24,2	36,1	15,3	11,7

Tableau III.2 : Températures mesurées. T_F à différentes positions, chambre *PM*.

En régime transitoire entre 6,5 et 2,6 bar, nous avons observé que la température la plus basse est $T_F = 3,9$ °C au cœur de la chambre de vortex (position c, figure III.2), cela dans le cas d'un diamètre de sortie froide de 4 mm. Avec le diamètre de 6 mm, la température la plus basse $T_F = 3.1$ °C également à la position c.

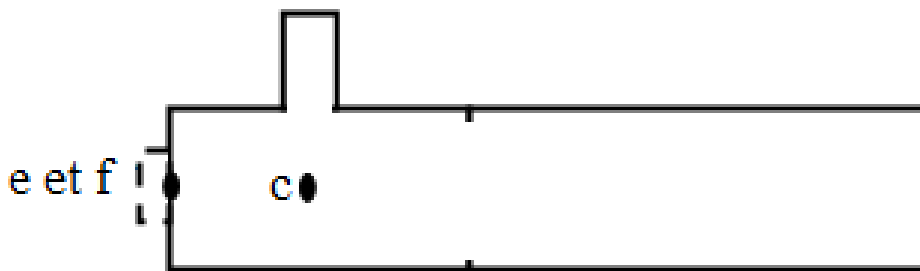


Figure III.2 : Différentes positions de la tête du thermocouple froid dans la chambre vortex *PM*.

III.3 Résultats avec pression régulée

Les insuffisances auxquelles nous avons fait faces, nous ont amené à trouver le moyen de renforcer la capacité de production d'air comprimé. Pour cela, nous avons associé deux compresseurs en parallèle pour alimenter le tube vortex de petit modèle. Grâce au deuxième compresseur, la pression maximale que nous avons pu régler est de 5 bar, ce qui nous a permis de travailler de façon satisfaisante. Il est à remarquer que le manomètre indique une pression relative $P_{OR} = P_0 - 1$. La figure III.3 montre le tube vortex isolé dans une enveloppe de coton lors de la prise de mesure.

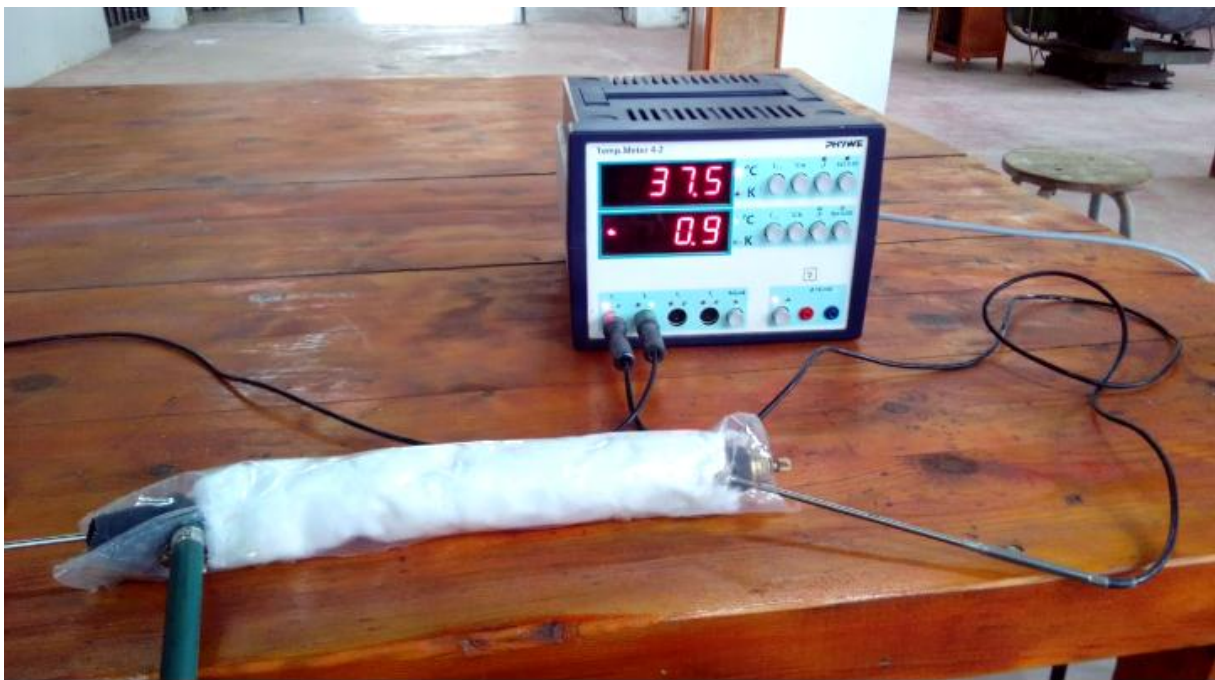


Figure III.3: Prise de mesure. Le tube vortex est isolé dans du coton.

La pression relative a été variée de 5 à 2,5 bar pour trois ouvertures différentes de la vanne de réglage du débit, cela dans le sens croissant. Chaque point de fonctionnement est relevé pour cinq valeurs différentes. A partir de ces valeurs, on calcule la moyenne de températures. Le tableau III.3 réunit les résultats de nos mesures.

	Pression relative P_{OR} (bar)	Température moyenne			
		Froide T_F		Chaude T_H	
		(°C)	(K)	(°C)	(K)
1 ^{er} ouverture	5.0	6.3	279.3	64.1	337.1
	4.5	9.3	282.3	68.1	341.1
	4.0	11.4	284.4	65.6	338.6
	3.5	14.2	287.2	62.4	335.4
	3.0	17.7	290.7	60.5	333.5
2 ^{ème} ouverture	5.0	4.9	277.9	55.2	328.2
	4.5	5.8	278.8	53.9	326.9
	4.0	8.0	281.0	52.5	325.5
	3.5	10.1	283.1	49.6	322.6
	3.0	12.2	285.2	46.2	319.2
	2.5	17.0	290.0	41.9	314.9
3 ^{ème} ouverture	5.0	3.2	276.2	46.7	319.7
	4.5	4.8	277.8	46.0	319.0
	4.0	6.8	279.8	43.8	316.8
	3.5	11.8	284.8	42.2	315.2
	3.0	16.3	289.6	40.4	313.4

Tableau III. 3 : Résultats de mesure. Tube vortex *PM*.

La figure III.4 représente les variations des températures T_H et T_F en fonction de la pression relative P_{OR} d'alimentation du tube vortex pour différentes ouvertures.

On remarque que plus la pression est élevée, plus l'écart $T_H - T_F$ entre les températures est grand. Et c'est à des pressions élevées, qu'on obtient les températures T_F les plus basses. On obtient aussi dans ce cas les températures T_H les plus élevées. La température de l'air injecté a été mesurée en laissant l'écoulement libre dans le tube en supprimant la vanne. Pour éviter le phénomène d'aspiration d'air extérieur à partir

de l'ouverture froide celle-ci a été obstruée pendant la mesure de température T_0 . Pour la série de mesures effectuée, on a $T_0 = 29,5 \text{ °C}$.

L'effet de l'ouverture peut être décrit comme suit: plus l'ouverture est grande, plus faible est la température T_H et plus élevée est la température T_F et vice versa. C'est-à-dire que les grandes ouvertures favorisent des températures T_F basses et les petites ouvertures favorisent des températures T_H élevées.

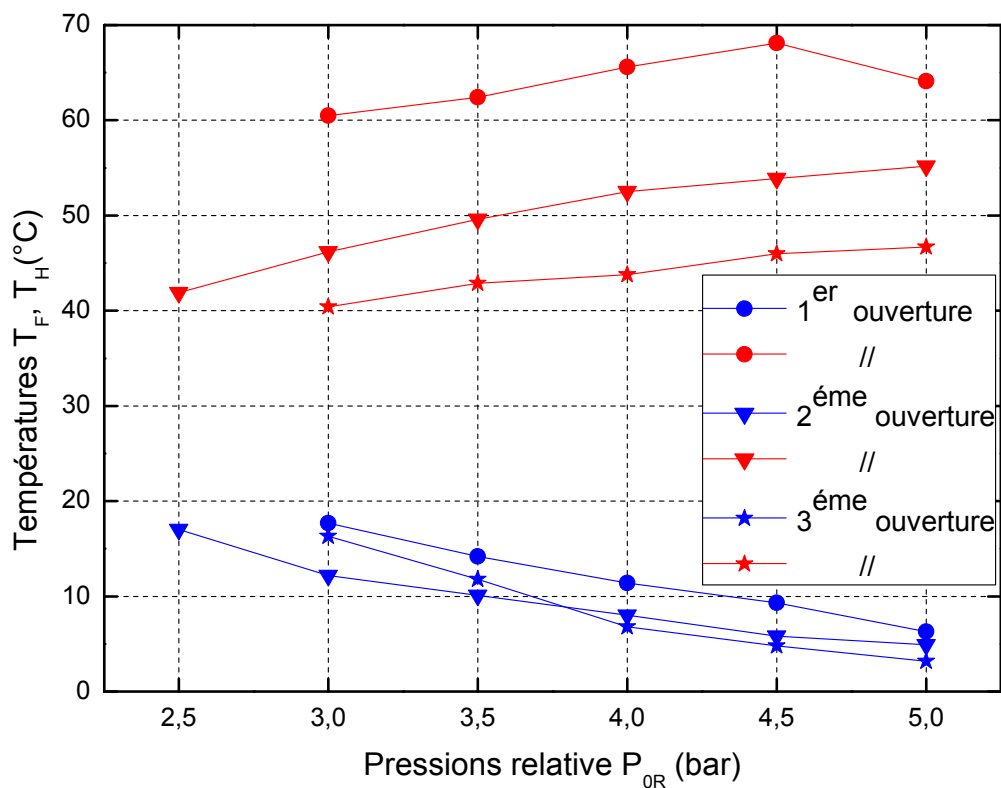


Figure III.4 : Variation des températures T_F et T_H en fonction de la pression relative P_{OR} .

Les courbes représentées dans la figure III.5 montrent la variation de la fraction d'air froid $\varepsilon = a/(a + b)$ calculé à l'aide des équations I.5 et I.14. Le débit froid est bien sur plus important lorsque l'ouverture est plus petite.

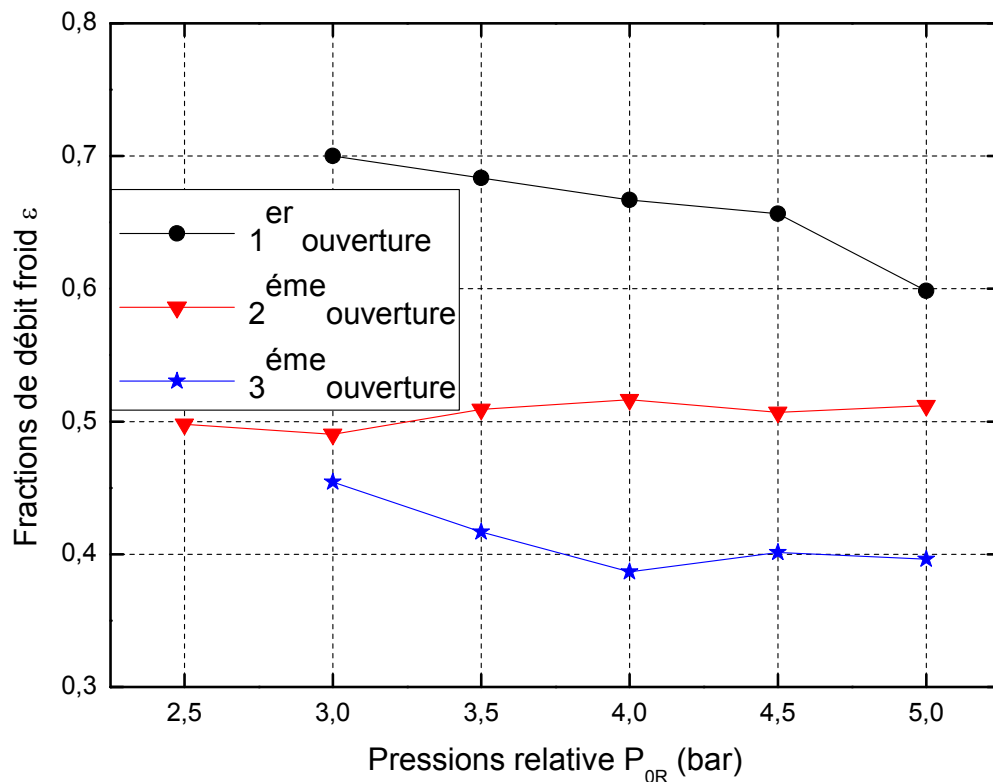


Figure III.5 : Variation de fraction de débit froid ε en fonction de la pression relative P_{OR} .

La figure III.6 illustre les variations du rendement exergetique η_{ex} calculé à l'aide des équations I.5, I.14 et I.19. On peut remarquer que le rendement exergetique est particulièrement faible. Il est en général reconnu que le grand défaut du tube vortex est lié à ces mauvaises performances énergétiques. Cela est du principalement aux écoulements à grandes vitesses à l'intérieur qui engendrent des frottements forts élevés.

Il est à remarquer que le calcul de η_{ex} à l'aide de l'équation I.19 suppose que les énergies cinétiques aux sorties chaudes et froides sont négligeables et que les pressions de sortie égalisent la pression atmosphérique. En réalité, nous avons remarqué lors des mesures que les vitesses des gaz des flux chaud et froid peuvent être assez

importantes. De même il est possible qu'aux points de mesure des pressions de sortie soient légèrement supérieures à la pression atmosphérique. C'est deux facteurs peuvent conduire à une sous estimation du rendement exergetique calculé. En effet avec des énergies cinétiques non nulles et des pressions supérieures à la pression atmosphérique, les exergies des débits sortants sont plus élevées.

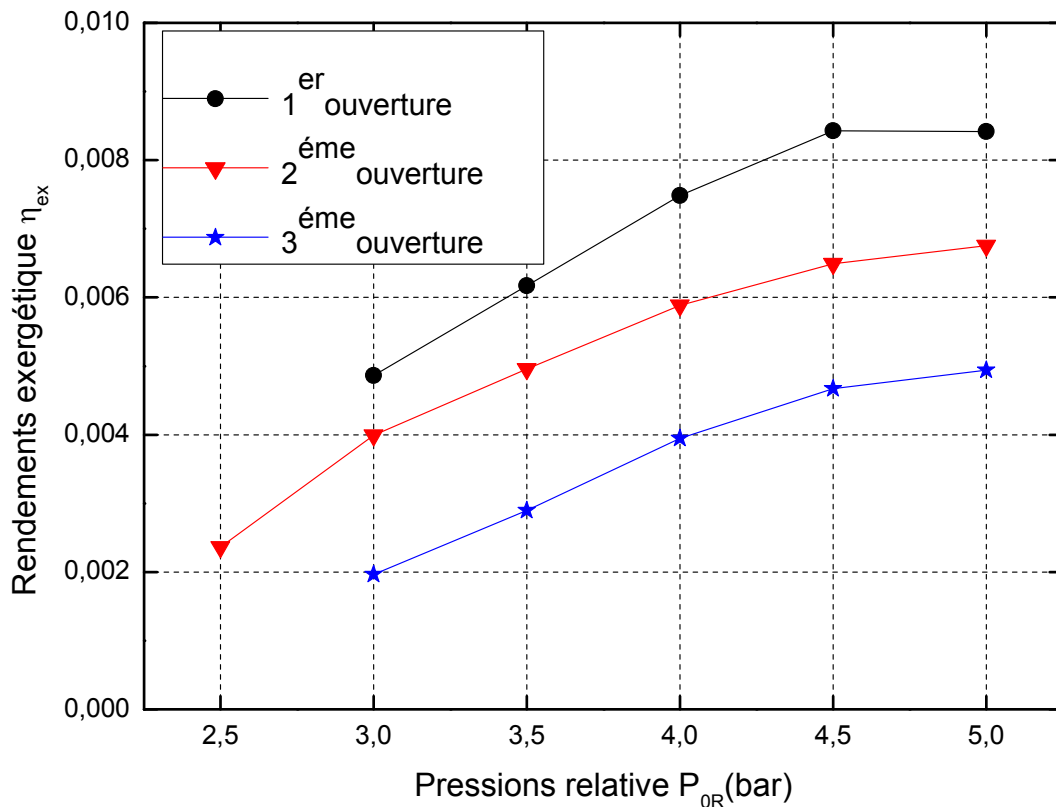


Figure III.6 : Variation de rendement exergetique η_{ex} en fonction de la pression relative P_{OR} .

Pour comparer les ordres de grandeur des performances de notre tube vortex avec ceux de la bibliographie, nous avons réuni les informations sur T_0 , T_H , T_F et P_{OR} disponibles dans quelques références puis calculer les rendements exergetiques à l'aide de l'équation I.19. Les résultats sont réunis dans le tableau III.4. On peut noter que les

rendements exergetiques sont également très faibles, inférieurs à 1%, et se situent dans les mêmes ordres de grandeurs que ceux que nous avons trouvé.

Auteurs	P_{OR} (bar)	T_0 (°C)	T_F (°C)	T_H (°C)	η_{ex}
Gao d'après [4]	6.3	20.7	2.1	30.8	0.0022
Upendra et al. d'après [25]	5.4	27	7	71	0.0098
Cang d'après [26]	4	21.2	-3	31	0.0036

Tableau III.4 : Les rendements exergetiques calculés à partir de la bibliographie.

Conclusion générale

Conclusion générale

La réalisation de ce travail expérimental était pour nous une occasion d'apprendre sur un système original à savoir le tube vortex et les différents aspects qui le concernent.

Le tube vortex ou de Ranque-Hilsch fait encore l'objet de beaucoup de recherche à travers le monde; des efforts déployés pour essayer d'apporter un éclairage sur les phénomènes complexes qui font qu'un débit de gaz à haute pression peut être divisé en un débit froid et un débit chaud dans un simple tube sans pièces en mouvement.

Comme cela a été montré à travers la conception effectuée, la réalisation d'un tube vortex est à la portée de toute personne qui s'y'intéresse sans coûts importants.

Dans le cas de notre travail, la principale difficulté rencontrée est liée à la disponibilité de l'air comprimé. Le compresseur disponible dans l'atelier ne nous a pas permis, vue la faiblesse de sa capacité, d'expérimenter correctement le tube de grand modèle doté d'un trou d'injection de 4 mm. Bien que le phénomène de séparation en courants chaud et froid ait été observé, il ne nous a pas été possible de travailler avec des pressions suffisamment élevées. Suite à cela, un modèle plus petit a été réalisé avec un trou d'injection de 2 mm. Malgré cette réduction de taille, la capacité du compresseur s'est avérée encore une fois insuffisante. Le réglage de la pression d'injection entre 5 et 2,5 bars n'a été possible qu'en doublant la capacité de production d'air comprimé en associant en parallèle un deuxième compresseur au premier.

Ces ajustements nous ont permis de faire fonctionner le tube de petite taille et d'explorer son fonctionnement. Ce tube a pu fonctionner correctement comme le montre les résultats obtenus, avec des performances similaires à ceux obtenue par d'autres auteurs. Le rendement exergetique reste très faible, cela signifie que l'efficacité énergétique reste médiocre pour ce système. C'est d'ailleurs une des raisons qui expliquent les efforts de recherche à travers le monde pour espérer améliorer la qualité de son fonctionnement et pour le rendre plus efficace du point de vue énergétique.

Résumé

ملخص

في هذا العمل, نقوم باجراء تجربة حول سيروورة ديناميكية حرارية تحدث في انبوب دوامة رانك-هيرشي تعمل بالهواء. القيام بدراسة ديناميكية حرارية من أجل تقديم اداء التبريد والتدفئة من ناحية الطاقة النوعية بالإضافة الى القيام بتحقيق هذا الأنبوب يكون انطلاقا من قطع متاحة في السوق.

في الأخير, نقوم بحساب مردود الطاقة النوعية في المرحلة النهائية بالمقارنة, انطلاقا من قائمة المراجع.

الكلمات المفتاحية: رانك-هيرشي, انبوب الدوامة, الفصل الحيوي.

Résumé

Dans ce travail, on donne une expérience sur le procédé thermodynamique se produisant dans un tube vortex de Ranque- Hilsch ayant l'air comme fluide de travail.

Une étude thermodynamique a été effectuée pour présenter les performances de refroidissement et de chauffage en termes d'exergie. En addition, la réalisation de ce tube s'effectue à partir des pièces disponibles dans le marché.

Enfin, un calcul du rendement énergetique a été fait dans une étape finale en comparant à partir de la bibliographie.

Mots clés: Ranque-Hilsch, Tube vortex, Séparation énergétique.

Abstract

In this work, an experiment is given on the thermodynamic process occurring in a Ranque-Hilsch vortex tube having air as working fluid.

A thermodynamic study was carried out to present the cooling and heating performances in terms of exergy. In addition, this tube is made from parts available on the market.

Finally, a calculation of the exergy yield was made in a final step by comparing from the bibliography.

Keywords: Ranque-Hilsch, Vortex tube, Energy separation.

Bibliographie

- [1] https://fr.wikipedia.org/wiki/Tube_de_Ranque-Hilsch.
- [2] M. Feidt et al., “Analyse thermodynamique du processus qui a lieu dans le tube de Ranque-Hilsch ”, www.agir.ro/bulteine.
- [3] Y. Xue, The working principle of a ranque-hilsh vortex tube, Thèse doctorat, Université de Adelaide South Australia, 2012.
- [4] C. Gao, Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube, Thèse doctorat, Université de Eindhoven, 2005.
- [5] B. Mohammed, Simulation de l'écoulement dans un tube vortex, Thèse magister en Génie Maritime, Université de Mohamed Boudiaf d'Oran, 2011.
- [6] J. Zhu, Experimental investigation of vortex tube and vortex nozzle for application air-conditioning, refrigeration, and heat pump systems, Diplôme master, Université de Illinois, 2015.
- [7] R. Oliver, Numerical prediction of primary and secondary flows in a Ranque-Hilsch vortex tube, Diplôme master, Institut Dublin, 2008.
- [8] S. Eimsa-ard, P. Promvong, “Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes ”, Renewable and sustainable energy reviews, Vol.12 pp. 18822-1842, 2008.
- [9] K. Devade, A. Pise, “ Parametric review of Ranque-Hilsch vortex tube, American journal of heat and mass transfer, Vol. 4 No. 3 pp. 115-145, 2017. DOI : 10.7726/ajhmt.2017.1012.
- [10] S. U. Nimbalkar, Quantitative observations on multiple flow structures inside Ranque Hilsch vortex tube, Thèse doctorat, Université de New Jersey, 2009.
- [11] C. Biegger, Flow and heat transfer investigation in swirl tubes for gas turbine blade cooling, Thèse doctorat, Université de stuttgart, 2017.
- [12] A. Laouir, Bilan d'énergie et d'entropie d'un tube vortex. Communication interne BB01 du 16 Avril 2018, Département de génie mécanique université de Jijel.
- [13] http://nptel.ac.in/courses/112106133/Module_6/10_Vortex_Tube_Non_Conventional.pdf

- [14] <https://arizonavortex.com/vortex-tubes/>
- [15] A. F. Hamoudi, An investigation of a micro-scale Ranque-Hilsch vortex tube, diplôme Master, Université de Windsor, 2006.
- [16] <http://french.exair.com/vortextubes-spotcooling/VortexTubes.php>
- [17] http://www.iprocessmart.com/Exair/vortex_tubes.htm
- [18] R. M. Kumar, N. V. V. S. Sudheer, Performance of 2-Stage pvc Hot cascade Type Ranque-Hilsch vortex tube, International Journal of Engineering Sciences et Management Research, 2015.
- [19] G. M. P. Yadav et al., Effect of hot end obstruction and nozzle on the performance of vortex tube, Journal of engineering research and applications, Vol. 3, pp 1792-1796, 2013.
- [20] N. Taparia et al., Fabrication and experimental analysis on L/D ratio of vortex tube, Journal of applied mechanical engineering, 2016.
- [21] K. D. Devad, A. T. Pise et A. T. Pise, “ Numerical analysis of flow behavior in vortex tube for different gases, Mechanical engineering recherche, vol. 7 No. 2, pp. 1-22, 2017. Doi : 10.5539/mer.v7n2p18.
- [22] Y. Soni, W. J. Thompson, Optimal design of the Ranque-Hilsch vortex tube, Transaction of ASME, Journal of Heat Transfer, 1975.
- [23] K. Daved, A. Pise, “Effect of cold orifice diameter and geometry of hot and geometry of hot end valves on performance of converging type Ranque-Hilsch vortex tube”, in 4th International Conference on Advances in Energy Research (ICAER ,2013), vol. 54, pp.642 – 653 , 2014.
- [24] M. S. El-Soghier et al., “Performance study of a modified Ranque-Hilsch vortex tube ,” Journal of Engineering Sciences, Vol.42 No. 6 pp.1414-1429, 2014.
- [25] T. El May et al., Evaluation par CFD des performances d’un tube vortex. sur : www.sft.asso.fr >communication> 75.
- [26] R. Cang, Optimized vortex tube bundle for large flow rate applications, diplôme Master, Université de Arizona, 2013.