

MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE ET ANALYSE EXERGÉTIQUE D'UN TUBE VORTEX NON ADIABATIQUE UTILISANT UN FLUIDE NATUREL

Nikos Doiron¹, Samuelle St-Onge¹, Mohammed Khennich^{1*}

¹Département de Génie Mécanique, Université de Moncton, Moncton, Canada

*mohammed.khennich@umoncton.ca

Abstract—The different definitions of exergy efficiency (RE), which have been proposed in the past for the thermodynamic evaluation of expansion and compression devices, operating above and through ambient temperature are discussed. The comparison between these efficiencies is illustrated. An expression for (RE) based on the concept of transit exergy is presented. This concept allows the quantitative and unambiguous definition of two exergy measurements: the exergy produced and the exergy consumed. The development of these (RE) in the case of a non-adiabatic vortex tube with dimensionless thermal conductivity, integrated with a compressor above or through ambient temperature is presented. The methods of calculating the transit exergy are described. Analysis based on the mentioned measurements, combined with traditional exergy loss analysis, identifies the most important factors affecting the thermodynamic performance of compression and expansion in a non-adiabatic vortex tube. It was obtained that the use of a natural reel fluid (CO₂) compared to an ideal gas (Air) increases the transit (RE) by 31.5% and decreases the exergy losses by 37.3% under the same operating conditions of the two fluids in the system with the same COP.

Mots clés—*Tube vortex; rendement exergétique; mesures exergétiques; exergie de transit; fluide naturel; analyse énergétique, analyse exergétique; exergie produite, exergie consommée*

I. INTRODUCTION

De point de vue industriel, le froid et la chaleur sont des applications indispensables qui coexistent par exemple dans l'industrie de l'agroalimentaire et dans plusieurs procédés de fabrication. Leur production nécessite des installations complexes (systèmes de réfrigération par compression de vapeur, par absorption et thermopompes) et des systèmes de stockage si les sources d'énergie (solaire, éolienne) intermittentes sont utilisées. Souvent ces systèmes requièrent des coûts considérables lors de leur installation. En plus, ils utilisent des réfrigérants organiques en boucle fermée et qui peuvent avoir un fort impact environnemental (ODP et GWP élevés) si des fuites se présentent. Par contre, la production du

froid et de la chaleur, utilisant de l'air atmosphérique ou un fluide naturel (CO₂) comprimés dans des équipements statiques tels qu'un tube vortex [1, 2] s'avère une pratique importante et sécuritaire dans plusieurs procédés industriels qui font appel à des opérations de compression.

Du côté de la performance, les tubes vortex ont une efficacité inférieure à l'équipement traditionnel de climatisation. Ils sont couramment utilisés pour le refroidissement localisé peu coûteux, lorsque l'air (ou CO₂) comprimés sont disponibles. Ils sont encore utilisés de nos jours dans l'industrie pour refroidir les machines travaillant sur des matériaux ne supportant pas de refroidissement liquide, perceuses, fraiseuses, tours etc. ou sur des matériaux portés à très haute température lors de l'usinage.

Le présent article décrit un système, de production du froid et de chaleur, actionné par l'air ou le CO₂. Une analyse énergétique permet de déterminer la performance d'un tel système. Par ailleurs, l'analyse exergétique permet de quantifier les principales sources d'irréversibilités dans le tube vortex non adiabatique en passant par la génération d'entropie en utilisant deux nouvelles mesures exergétiques.

II. DESCRIPTION DU SYSTÈME

La Fig. 1 présente le fonctionnement du tube vortex et illustre le schéma du système étudié. Ce dernier est muni d'un tube vortex non adiabatique, d'un moteur électrique, d'un compresseur. Le compresseur sert à augmenter la pression et la température du fluide entrant grâce au travail fourni par le moteur électrique, ce qui permet d'envoyer le fluide vers l'entrée du tube vortex. Le fluide à haute pression et à température intermédiaire entre dans le tube vortex de façon tangentielle dans une chambre de tourbillonnement, ce qui crée un tourbillon nommé vortex. L'écoulement tourbillonnaire subit une augmentation de vitesse angulaire très élevée. L'écoulement, devenu chaud, traverse le long du tube en augmentant sa température jusqu'à la valve d'étranglement à la sortie. La fraction de l'écoulement restante est donc redirigée dans la direction opposée, diminuant brusquement sa vitesse angulaire. La différence de vitesse entre les deux écoulements crée un échange de chaleur, ce qui diminue la température de l'écoulement maintenant froid, jusqu'à ce que celui-ci sorte par

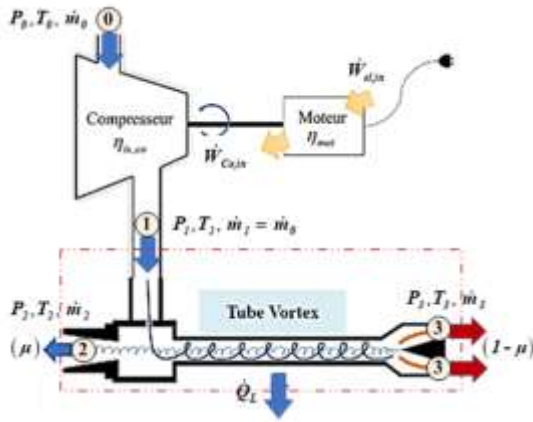


Figure 1. Système de réfrigération muni d'un tube vortex.

la sortie froide du tube vortex [3].

Les études de Kirmaci et al. [4], Godbole et Ramakrishna [5], ainsi que Li et al. [6] ont démontré qu'une augmentation de la pression à l'entrée du tube vortex entraîne une diminution de l'écart entre la température à l'entrée et la température à la sortie d'air froid. Les études d'Attalla et al. [7], [8] démontrent qu'une augmentation de la fraction de masse froide entraîne une diminution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie d'air froid. Kirmaci et al. [4] développent une relation entre la pression à l'entrée du tube vortex et l'exergie détruite et démontrent que ces deux variables sont proportionnelles. Selon Khait et al. [9], l'analyse de la génération d'entropie est une méthode efficace qui permet de cibler les conditions menant à l'augmentation de l'efficacité du tube vortex. Rezik et Baghdad [3] présentent une expression adimensionnelle de l'entropie générée d'un tube vortex non-adiabatique, démontrant qu'il existe une valeur maximale du coefficient de performance lorsque la fraction de masse froide varie. O'Connell [10], propose une relation adimensionnelle de l'entropie générée à partir du bilan énergétique et entropique d'un tube vortex adiabatique.

III. MODÉLISATION DU SYSTÈME

Le fluide utilisé dans ce genre de systèmes doit satisfaire les critères de performance ainsi que les exigences de sécurité et de protection de l'environnement. Il doit être également disponible à un prix abordable. Pour la présente étude, deux fluides ont été choisis l'air ambiant (gaz parfait) et le CO₂ (gaz réel). L'air en abondance est fortement utilisé dans plusieurs procédés industriels et le CO₂ connaît entre autres des applications dans la réfrigération (transcritique). Sa température et sa pression critiques sont respectivement 30,98 °C et 7,4 MPa. Il présente un ODP nul et un GWP de 1 et par la suite son effet sur l'environnement est faible.

Le modèle mathématique du système étudié a été obtenu en appliquant les principes de conservation de la masse et de l'énergie pour les deux fluides considérés. Les hypothèses utilisées pour modéliser la performance de ce système sont les suivantes :

- Les Compresseur et le tube vortex sont considérés comme systèmes ouverts sous un régime permanent.

- Le tube vortex est non adiabatique, les pertes dues à la différence de température entre l'intérieur du tube et le milieu ambiant doivent être considérées.
- Les pertes de pression ainsi que les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- L'air est considéré comme gaz parfait et le CO₂ comme gaz réel.
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont supposées constantes.
- Le rendement isentropique du compresseur et celui du moteur sont fixés.
- L'enthalpie spécifique de l'air est donnée par $h_{i,air} = f(T_i)$, celle de CO₂ par $h_{i,CO_2} = f(T_i, P_i)$.
- L'entropie spécifique de l'air et du CO₂ est donnée par $s_i = f(T_i, P_i)$.

IV. ANALYSE ÉNERGÉTIQUE DU TUBE VORTEX

On définit dans cette section quelques termes importants couramment utilisés dans le fonctionnement du tube vortex considéré comme un système ouvert.

A. Fraction de masse froide

La fraction de masse froide (μ) est le paramètre le plus important indiquant la performance du tube vortex et la séparation température/énergie à l'intérieur de ce tube. Cette fraction est définie comme le rapport entre le débit massique du fluide froid et le débit massique du fluide comprimé entrant. Elle peut être contrôlée par la valve d'étranglement placée à l'extrémité du côté chaud du tube. La fraction de masse froide est exprimée comme suit :

$$\mu = \dot{m}_2 / \dot{m}_1 \quad (1)$$

Le débit massique \dot{m}_2 est celui de l'écoulement froid sortant du tube vortex et \dot{m}_1 est celui de l'écoulement comprimé entrant dans ce tube. Il en résulte de (1) que l'écoulement chaud sortant du tube vortex est de $\dot{m}_3 = (1 - \mu)\dot{m}_1$.

B. Baisse de la température de l'écoulement froid

La réduction de la température de l'écoulement froid est définie comme la différence de température entre la température d'entrée de l'écoulement comprimé et la température de l'écoulement froid après l'expansion:

$$\Delta T_f = T_1 - T_2 \quad (2)$$

Dans cette relation (T_1) est la température d'entrée de l'écoulement comprimé dans le tube vortex et (T_2) celle de l'écoulement froid sortant de ce tube.

Pour le gaz parfait, la température (T_1) est déterminée par le rendement isentropique du compresseur et la variation de l'enthalpie du gaz en prenant compte du rapport de compression ($r_p = P_1/P_0$) de l'écoulement à travers le

compresseur ayant un rendement isentropique de $\eta_{is,Co}$. La température T_1 est donnée par la relation suivante :

$$T_1 = T_0 \left[1 + \frac{1}{\eta_{is,Co}} \cdot \left(r_p^{(k-1)/k} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

C. Puissance de réfrigération

La performance d'un tube vortex est mesurée par sa capacité de réfrigération. La puissance de réfrigération de ce dispositif peut être déterminée par la relation suivante selon Bazgir et al. [11] :

$$\dot{Q}_{ref,TV} = \dot{m}_2 (h_1 - h_2) = \dot{m}_2 \cdot Cp \cdot (T_1 - T_2) \quad (4)$$

Le Cp est la chaleur massique de l'écoulement considéré et $(T_1 - T_2)$ est la chute de température de ce courant tourbillonnaire au sein du tube. Cette chute de température peut atteindre 60 °C pour un rapport de pression de 10.

D. Coefficient de performance du système de réfrigération

Le COP du tube vortex [4] fonctionnant uniquement avec un compresseur est défini comme étant le rapport de la puissance de réfrigération $\dot{Q}_{ref,TV}$ à la puissance de compression requise $\dot{W}_{Co,in}$. Le COP d'un tube vortex ordinaire est d'environ 0,1. L'intérêt de tube vortex est que le système de réfrigération soit fiable et durable et il ne fait intervenir aucun mécanisme mais il faut disposer d'une source d'un écoulement comprimé (air ou CO₂).

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Co,in} &= \dot{m}_1 \cdot Cp \cdot (T_1 - T_0) \\ \text{et } \eta_{mot} &= \dot{W}_{Co,in} / \dot{W}_{el,in} \end{aligned} \quad (5)$$

Dans la présente étude, le $COP_{TV,el}$ du système, appliqué aux deux types d'écoulements et basé sur la puissance électrique $\dot{W}_{el,in}$ est donné par la relation suivante :

$$\begin{aligned} COP_{TV,el} &= \dot{Q}_{ref,TV} / \dot{W}_{el,in} \\ COP_{TV,el} &= (\eta_{mot} \eta_{is,Co} \mu) \left(\Delta T_f / T_0 \right) \left(r_p^{(k-1)/k} - 1 \right)^{-1} \end{aligned} \quad (6)$$

E. Différents bilans du système étudié

La perte de chaleur thermique, \dot{Q}_L à travers le matériau du tube vortex non adiabatique est exprimée par la relation suivante :

$$\dot{Q}_L = K_L \cdot \left((T_2 + T_3) / 2 \right) - T_0 \quad (7)$$

Où K_L représente le coefficient de conductivité thermique. Un paramètre de conductivité thermique adimensionnel \bar{K}_L est introduit dans les calculs par la relation suivante :

$$\bar{K}_L = K_L / (\dot{m}_1 \cdot Cp) \quad (8)$$

De façon générale, les bilans massique, énergétique, entropique et exergetique appliqués au volume de contrôle du tube vortex pour les écoulements en régime permanents sont donnés par les relations suivantes. Les énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (9)$$

$$\sum_{in} (\dot{m} \cdot h) = \dot{Q}_L + \sum_{out} (\dot{m} \cdot h) \quad (10)$$

$$\dot{S}_{ge} = \left[\dot{Q}_L / T_0 + \sum_{out} (\dot{m} \cdot s) \right] - \left[\sum_{in} (\dot{m} \cdot s) \right] \quad (11)$$

$$\dot{E}_{de} = \sum_{in} (\dot{m} \cdot e) - \left[\sum_{out} (\dot{m} \cdot e) + \dot{Q}_L \cdot (1 - T_0 / T) \right] \quad (12)$$

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)$$

Le but de l'analyse énergétique est de déterminer les coefficients de performance du système intégrant le tube vortex en fonction des trois variables (r_p , μ et \bar{K}_L) et de déterminer les combinaisons de ces variables pour lesquels le COP est élevé.

V. ANALYSE EXERGETIQUE DU TUBE VORTEX

Il est possible de calculer les flux d'exergie de tous les courants entrants et sortants au niveau du tube vortex non adiabatique pour établir un bilan d'exergie global. La puissance exergetique à l'entrée d'un système réel, \dot{E}_{in} , est toujours plus élevée que celle à la sortie, \dot{E}_{out} , du fait qu'une partie de cette exergie est détruite de manière irréversible dans le système. Cette exergie détruite généralement désignée sous le nom de pertes internes d'exergie, \dot{D}_{int} , est directement liée aux irréversibilités comme le frottement, transfert de chaleur, détente libre ou compression hors d'équilibre (production d'entropie) dans le système. Par conséquent, le bilan d'exergie total peut se formuler de la façon suivante [12] :

$$\dot{E}_m = \dot{E}_{out} + \dot{D}_{int} \text{ avec } (\dot{D}_{int} = \dot{E}_{de}) \quad (13)$$

Le rendement exergetique RE_1 , d'un processus, parfois nommé d'après Grassmann [13] qui le premier l'a introduit, est un indicateur simple et direct du degré d'irréversibilité de ce processus. Il est défini ainsi :

$$RE_1 = \dot{E}_{out} / \dot{E}_m = 1 - (\dot{D}_{int} / \dot{E}_m) \quad (14)$$

Des efforts ont été faits récemment pour formuler le rendement exergetique de façon différente qui pourrait être d'un usage plus pratique aux concepteurs de systèmes thermiques. Dans cette perspective, le rendement exergetique intrinsèque, RE_2 , a été proposé par Brodyansky et al. [14].

Dans le processus étudié, ce rendement exprime le rapport de l'exergie qui est effectivement produite par le système, $\Delta\dot{E}$, à l'exergie effectivement consommée, $\nabla\dot{E}$ en tenant compte de l'exergie de transit, \dot{E}_{tr} .

$$RE_2 = (\dot{E}_{out} - \dot{E}_{tr}) / (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{tr}) = \Delta\dot{E} / \nabla\dot{E} \quad (15)$$

L'exergie de transit, \dot{E}_{tr} , est une composante constante du flux d'exergie passant à travers la surface d'un système sans subir aucune transformation. Pour le flux de masse traversant les limites du système dont les paramètres T et P changent, l'exergie de transit dépend étroitement de la température T, comparée à la température de l'environnement $T_0 = 23^\circ\text{C}$ (296 K). Ce terme d'exergie a été introduit en premier par Kostenko et al. [15].

Il est clair que la différence entre le dénominateur et le numérateur dans (15) est égale aux pertes d'exergie au sein du processus. Il sera illustré que la définition non ambiguë de \dot{E}_{tr} ouvre la voie aux deux mesures exergetiques déterminées de manière unique $\Delta\dot{E}$ et $\nabla\dot{E}$ dans le cas de la transformation thermo-mécanique d'exergie pour des processus sous-ambiants.

L'introduction de RE_2 pour évaluer le taux de transfert d'exergie du composant d'exergie mécanique (e_p) au composant d'exergie thermique (e_T) pour ces processus sera basée sur ces mesures.

Le concept simplifié selon Sorin et al. [16] est illustré schématiquement à la Fig. 2. Le rendement intrinsèque, RE_2 , représente la capacité d'un système à utiliser réellement l'exergie pour atteindre un objectif donné.

Le but de l'analyse exergetique est de déterminer les pertes d'exergie et le rendement exergetique dans le tube vortex en utilisant les exergies de transit pour les évolutions de détente en fonction des trois variables (r_p , μ et \bar{K}_L) et de comparer les deux définitions de l'exergie appliquées au tube vortex.

VI. DÉTENTE DANS LE TUBE VORTEX

La Fig. 2 illustre un tube vortex à contre-courant [17]. L'écoulement à haute pression entre dans le tube par une buse tangentielle (état 1). L'écoulement plus froid sort par un orifice près de la ligne médiane adjacente au plan de la buse (état 2), et l'écoulement plus chaud sort près de la périphérie à l'extrémité du tube opposée à la buse (état 3). Le tube vortex non adiabatique ne nécessite aucun travail (absence de parties tournantes) pour fonctionner. La fraction massique froide est (μ), alors que celle chaude est de $(1 - \mu)$. Il est à noter d'après (12) que le transfert d'exergie par la chaleur est nul car la température de la frontière élargie du tube vortex est égale à la température du milieu extérieur $T_0 = (296\text{ K})$. Par conséquent, l'équilibre exergetique autour du tube vortex est donné par :

$$e_1 = \mu \cdot e_2 + (1 - \mu) e_3 + d \quad (16)$$

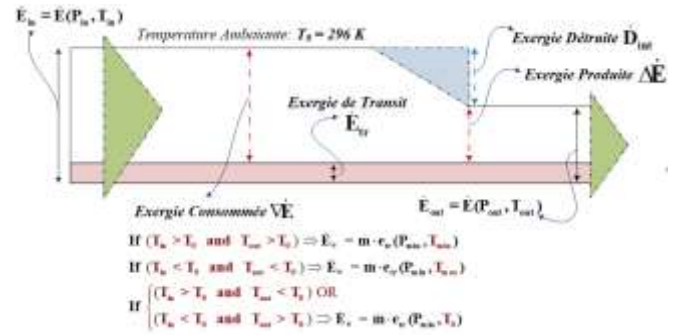


Figure 2. Diagramme de Grassmann et l'exergie de transit.

Les processus d'expansion qui se déroulent dans un tube vortex sont présentés sur un diagramme e-h (Fig. 3).

Le courant froid se détend de P_1 à P_2 à travers T_0 ($T_2 < T_0$; $T_1 > T_0$ et $T_1 > T_2$) quant au courant chaud, il subit une expansion de P_1 à P_3 à ($T_3 > T_0$; $T_1 > T_0$ et $T_3 > T_1$). En appliquant les algorithmes de détermination de l'exergie de transit qui sont mentionnés dans la Fig. 2, les exergies de transit peuvent être déterminées pour les deux écoulements, froid (1-2) et chaud (1-3).

$$\begin{aligned} (e_{tr})_{froid} &= e(P_{min} = P_2, T_0) \\ (e_{tr})_{chaud} &= e(P_{min} = P_3, T_{min} = T_1) \end{aligned} \quad (17)$$

En conséquence, l'exergie produite et consommée dans les courants froid et chaud est donnée comme suit :

$$\begin{aligned} \Delta\dot{E}_f &= \dot{m} \cdot \mu \cdot [e(P_2, T_2) - e(P_2, T_0)] \\ \Delta\dot{E}_c &= \dot{m} \cdot (1 - \mu) \cdot [e(P_3, T_3) - e(P_3, T_1)] \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \nabla\dot{E}_f &= \dot{m} \cdot \mu \cdot [e(P_1, T_1) - e(P_2, T_0)] \\ \nabla\dot{E}_c &= \dot{m} \cdot (1 - \mu) \cdot [e(P_1, T_1) - e(P_3, T_1)] \end{aligned} \quad (19)$$

La Fig. 3 illustre une représentation des exergies consommées et produites dans le tube vortex. Ainsi, $\Delta\dot{E}_f = \dot{m}_1 \cdot \mu \cdot (\Delta e_{T,P})_f$ et $\Delta\dot{E}_c = \dot{m}_1 \cdot (1 - \mu) \cdot (\Delta e_{T,P})_c$ représentent l'augmentation de la composante d'exergie thermique due au refroidissement du flux froid et au chauffage du flux chaud dans les conditions de pressions constantes de sortie pour chaque flux. $\nabla\dot{E}_f = \dot{m}_1 \cdot \mu \cdot (\nabla e_{p,T})_f$ représente la diminution de l'exergie thermo-mécanique du flux froid due à la destruction partielle de l'exergie thermique du fait de la chute de température de T_1 à T_0 , et la diminution de l'exergie mécanique du fait de la chute de pression de P_1 à P_2 . Finalement, $\nabla\dot{E}_c = \dot{m}_1 \cdot (1 - \mu) \cdot (\nabla e_p)_c$ représente la diminution de l'exergie mécanique du courant chaud dans les conditions de température d'entrée T_1 constante dans le tube vortex. Le rapport $(\Delta\dot{E}_f + \Delta\dot{E}_c) / (\nabla\dot{E}_f + \nabla\dot{E}_c)$ donne la valeur du rendement exergetique intrinsèque RE_2 en tenant compte de l'exergie de

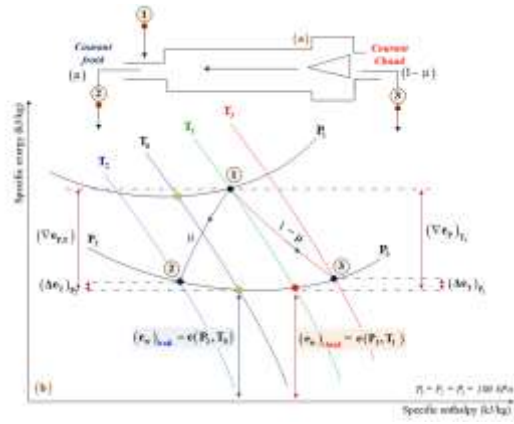


Figure 3. Tube vortex (a) et Présentation du processus d'expansion dans le diagramme exergie-enthalpie (b).

transit. Par ailleurs, la différence entre $(\nabla \dot{E}_f + \nabla \dot{E}_c)$ et $(\Delta \dot{E}_f + \Delta \dot{E}_c)$ donne l'exergie détruite dans le tube vortex.

VII. RÉSULTATS ET DISCUSSION

Les analyses énergétique et exergétique du système intégrant le tube vortex ont été effectuées avec le logiciel EES [18] qui combine la résolution numérique des équations non linéaires du modèle avec le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air comme gaz parfait, du CO₂ comme gaz réel ainsi que celles de nombreux autres fluides organiques, naturels et synthétiques. Les résultats ont été obtenus pour les paramètres fixes d'opération suivants : pour le gaz parfait (air) la pression et la température de l'environnement sont respectivement $P_0=100$ kPa, $T_0=23$ °C (296 K). Le rendement isentropique du compresseur est de $\eta_{is, Co}=97$ % tandis que le rendement du moteur est de $\eta_{mot}=80$ %. Le rapport de compression imposé est de $r_p=5$. Le rapport des chaleurs spécifiques de l'air ainsi que la constante du gaz et la chaleur spécifique de l'air constante sont respectivement $k=1,4$; $R=0,287$ kJ/kg.K et $C_{p,air}=1,005$ kJ/kg.K. Le débit des écoulements comprimés est de $\dot{m}_1=1$ kg/s. La température fixée de l'écoulement à la sortie froide du tube vortex est de $T_2=5$ °C. La fraction de la masse froide est de $\mu=0,44$. La valeur du paramètre de conductivité thermique adimensionnelle est prise égale à $\bar{K}_L = 0,1$ (presque adiabatique). Concernant le fluide CO₂, les mêmes conditions opératoires sont appliquées. Il est à noter que la température T_1 de ce fluide est prise égale à celle de l'air comprimé calculée à l'avance et que la chaleur massique du CO₂ prise constante est de $C_{p,CO_2}=0,8460$ kJ/kg.K. Les pressions de sortie des deux écoulements à travers le tube vortex sont $P_2=P_3=P_0$.

Les résultats obtenus de l'analyse énergétique et exergétiques présentés dans la table I, montrent que le système intégrant le tube vortex est plus performant avec l'écoulement du fluide naturel CO₂ qu'avec le gaz parfait air. Les COP sont presque les mêmes, mais la différence réside pour le CO₂ dans la valeur élevée du rendement exergétique de 28 % (une augmentation donc de 31,5 %), la valeur faible de la génération

TABLE I. COMPARAISON DE PARAMÈTRES DE PERFORMANCE ET RENDEMENTS EXERGÉTIQUES POUR L'AIR ET CO₂

| État | P | T | \dot{Q}_c | \dot{Q}_{moy} | $COP_{VT,el}$ | RE ₂ | RE ₁ | S_p | E_d |
|--------------------|-------|-------|-------------|-----------------|---------------|-----------------|-----------------|--------|-------|
| (air) | (kPa) | (°C) | (kW) | (kW) | (-) | (-) | (-) | (kW/K) | (kW) |
| 0 | 100 | 23 | | | | | | | |
| 1 | 500 | 201,2 | 14,4 | 87,4 | 0,387 | 21,3% | 31,2% | 0,4095 | 121,3 |
| 2 | 100 | 5,0 | | | | | | | |
| 3 | 100 | 326,9 | | | | | | | |
| État | P | T | \dot{Q}_c | \dot{Q}_{moy} | $COP_{VT,el}$ | RE ₂ | RE ₁ | S_p | E_d |
| (CO ₂) | (kPa) | (°C) | (kW) | (kW) | (-) | (-) | (-) | (kW/K) | (kW) |
| 0 | 100 | 23 | | | | | | | |
| 1 | 500 | 201,2 | 11,6 | 78,7 | 0,384 | 28,0% | 39,7% | 0,2565 | 76 |
| 2 | 100 | 5,0 | | | | | | | |
| 3 | 100 | 315,6 | | | | | | | |

d'entropie de 0,2565 kW/K due aux irréversibilités non importantes ($\bar{K}_L = 0,1$) et par conséquent une faible valeur de l'exergie détruite de 76 kW, soit une diminution de 37,3 % par rapport à l'écoulement de l'air. Il est à noter aussi qu'il y a moins de transfert de chaleur au profit du milieu extérieur pour le CO₂, qui se traduit par une diminution de 19,4 % de perte de chaleur. Il est clair que dans les deux cas les valeurs de RE₁ sont largement supérieures à celles de RE₂. La différence est grande et significative. De ce fait l'utilisation de l'exergie en transit pour formuler le rendement exergétique fournit les motifs de la définition non ambiguë de l'exergie effectivement produite et consommée. Compte tenu de ces faits, le choix de CO₂ comme écoulement à travers le tube vortex est judicieux.

Les résultats pour l'écoulement de CO₂ à travers le tube vortex sont présentés dans la table II. Il est illustré que l'exergie de transit de l'écoulement chaud, $\dot{E}_{tr,c}$ diminue avec l'augmentation de la fraction de masse froide. Par ailleurs, l'exergie de transit de l'écoulement froid, $\dot{E}_{tr,f}$ est nulle, car elle est définie par les conditions ambiantes $P_2=P_0$ et $T_2=T_0$. En conséquence, le flux froid $\Delta \dot{E}_f$ diminue faiblement mais $\nabla \dot{E}_f$ augmente fortement avec la fraction μ . Un effet inverse est observé pour le flux chaud, où $\Delta \dot{E}_c$ augmente fortement et $\nabla \dot{E}_c$ diminue largement. Il en résulte que le rendement exergétique du tube RE₂ augmente du fait de l'importance de ces dernières valeurs. Ceci est confirmé par la diminution des pertes d'exergie, \dot{E}_{de} dans le tube vortex avec l'augmentation de la fraction de masse froide et l'augmentation de la température froide T_2 . L'efficacité exergétique du tube vortex dans ces conditions est pas mal intéressante. Les irréversibilités présentes dans le tube vortex, dues au frottement et au transmission de chaleur ont contribué à la production de l'entropie et par suite à la destruction de l'exergie. Cette détérioration sera atténuée si la fraction de la masse froide μ est élevée. Le $COP_{VT,el}$ du système entier a augmenté en passant de 0,219 pour $\mu=0,24$ à 0,384 pour $\mu=0,44$.

La Fig. 4 montre la variation du rendement exergétique intrinsèque RE₂ et le coefficient de performance $COP_{VT,el}$ en fonction du rapport de compression r_p . L'écoulement étudié à travers le tube vortex est celui de CO₂. Le RE₂ diminue progressivement avec r_p tandis que le $COP_{VT,el}$ augmente de façon linéaire avec r_p .

TABLE II. VARIATION DES MESURES EXERGÉTIQUES AVEC LA FRACTION DE MASSE FROIDE DURANT LA DÉTENTE DANS LE TUBE VORTEX

| μ (-) | T_2 (°C) | T_3 (°C) | ΔE_f (kW) | ∇E_f (kW) | $E_{v,f}$ (kW) | ΔE_c (kW) | ∇E_c (kW) | $E_{v,c}$ (kW) | E_{de} (kW) | RE_2 (-) |
|--------------|---------------|---------------|----------------------|----------------------|-------------------|----------------------|----------------------|-------------------|------------------|---------------|
| 0.24 | -5,0 | 247,4 | 0,282 | 30,24 | 0,0 | 14,38 | 67,87 | 27,89 | 83,46 | 14,9% |
| 0.35 | 0,0 | 281,1 | 0,275 | 44,10 | 0,0 | 22,53 | 58,05 | 23,86 | 79,34 | 22,3% |
| 0.44 | 5,0 | 315,6 | 0,21 | 55,44 | 0,0 | 29,30 | 50,0 | 20,6 | 75,93 | 28,0% |

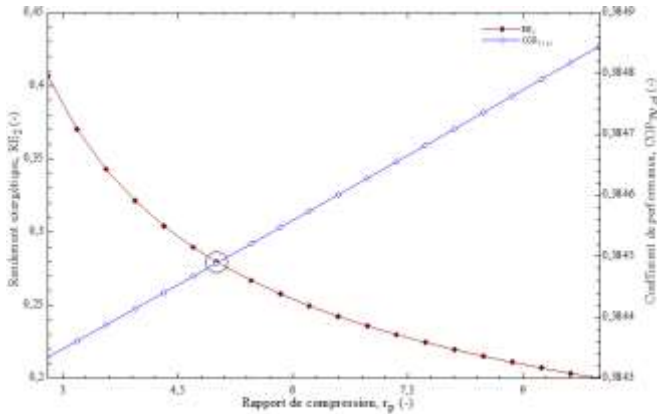


Figure 4. Effet du rapport de compression sur RE_2 et $COP_{VT,el}$.

Il est à noter qu'il existe une valeur particulière du rapport de compression qui donne les deux valeurs optimales du RE_2 et du $COP_{VT,el}$ dans le système. Cette valeur est le point d'intersection des deux courbes et correspond à $r_p=5$. Les valeurs optimales atteintes dans le système correspondent à $RE_2=28\%$ et $COP_{VT,el}=0,38447$. Par ailleurs, il a été démontré que RE_2 diminue de façon remarquable avec \bar{K}_L ce qui est évident, puisque les valeurs élevées de \bar{K}_L correspondent à une transmission de chaleur importante du tube vortex vers l'environnement ce qui accentue les irréversibilités et par la suite la chute du rendement exergetique RE_2 . La valeur de $RE_2=28\%$ correspond à $\bar{K}_L=0,1$ et $RE_2=2,3\%$ correspond à $\bar{K}_L=1$.

VIII. CONCLUSION

Un modèle numérique EES a été développé pour l'analyse énergétique et exergetique de deux écoulements naturels à travers le tube vortex dans un système qui fournit simultanément de la chaleur et du froid. Les conditions de fonctionnement ont été étudiées afin de déterminer les performances énergétiques et exergetiques d'un tel système en fonction de trois paramètres : μ , r_p et \bar{K}_L . L'analyse thermodynamique prenant en compte l'exergie en transit dévoile les effets utiles de l'exergie consommée et produite pour l'écoulement traversant les limites du système dont les paramètres T et P changent. Le rendement exergetique selon Grassmann RE_1 est insuffisant dans l'analyse exergetique des processus thermiques car il n'identifie pas les effets des exergies produite et consommée et les interactions des exergies thermomécaniques dans tels systèmes. Finalement, il sera intéressant de présenter dans les travaux futurs une simulation dynamique du processus d'expansion dans le tube vortex qui

connaît actuellement des applications industrielles et une amélioration de l'efficacité énergétique par récupération de chaleur de compression.

REMERCIEMENT

Cette étude a été faite dans le cadre de BRPC du 1^{er} cycle.

Les auteurs reconnaissent le soutien de la Fondation de l'innovation du Nouveau-Brunswick (FINB), du Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et de la Faculté des études supérieures et de la recherche (FESR).

RÉFÉRENCES

- [1] A. J. Reynolds. (1962). "A Note on Vortex Tube Flows", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 14, pp. 18-20.
- [2] T. T. Cockerill, (1998). "Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex Tube", Ph. D. Thesis, University of Cambridge, Department of Engineering.
- [3] M. Rezik et M. Baghdad, « Analyse thermodynamique d'un tube vortex Fonctionnant aux fluides frigorigènes », p. 9, 2015.
- [4] V. Kirmaci, H. Kaya, et 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, p. 240 254, janv. 2018.
- [5] R. Godbole et P. A. Ramakrishna, « Enhancement of cooling capacity of a vortex tube », J. Enhanc. Heat Transf., vol. 26, no 4, 2019.
- [6] N. Li, Z. Y. Zeng, Z. Wang, X. H. Han, et G. M. Chen, « Experimental study of the energy separation in a vortex tube ». [En ligne]. Disponible à: <https://reader.elsevier.com/reader>. [Consulté le: 15-juill-2019].
- [7] M. Attalla, H. Ahmed, M. Salem Ahmed, et A. Abo El- Wafa, « An experimental study of nozzle number on Ranque Hilsch counter-flow vortex tube », Exp. Therm. Fluid Sci., vol. 82, p. 381 389, avr. 2017.
- [8] M. Attalla, H. Ahmed, M. S. Ahmed, et A. A. El-Wafa, « Experimental investigation for thermal performance of series and parallel Ranque-Hilsch vortex tube systems », Appl. Therm. Eng., vol. 123, p. 327 339, août 2017.
- [9] A. Khait, A. Noskov, V. Alekhin, et V. Bianco, « Analysis of the local entropy generation in a double-circuit vortex tube », Appl. Therm. Eng., vol. 130, p. 1391 1403, févr. 2018.
- [10] J. P. O'Connell, « Detailed thermodynamics for analysis and design of Ranque-Hilsch vortex tubes », AIChE J., vol. 64, no 3, p. 1067 1074, mars 2018.
- [11] A. Bazgir, N. Nabhani, et S. Eiamsa-ard, « Numerical analysis of flow and thermal patterns in a double-pipe Ranque-Hilsch vortex tube: Influence of cooling a hot-tube », Appl. Therm. Eng., vol. 144, p. 181 208, nov. 2018.
- [12] Kotas TJ. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. 2nd ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing; 1995
- [13] Grassmann, P., Zur allgemeinen Definition des Wirkungsgrades, Chem Ing Technik, pp. 77-80, (1950).
- [14] Brodyansky, V. M., SORIN, M. et LEGOFF, P., The Efficiency of Industrial Processes: Exergy Analysis and Optimization, Elsevier, pp. 512, (1994).
- [15] Kostenko, G., Thermodynamic assessment of heat processes efficiency (in Russian), Promishlenaya Teplotekhnika, pp. 70-73, (1983).
- [16] Sorin, M., Lambert, J., et Paris, J., Exergy Flows Analysis in Chemical Reactors, Trans IChemE, pp. 389-395, (1998).
- [17] Tyutyuma VD. Influence of thermal processes on the efficiency of the energy separation in a Ranque vortex tube. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2016;89(6): 1505-1513
- [18] EES, Engineering Equation Solver, Klein SA. Professional V10.833-3D, McGraw Hill, <http://www.fchart.com/ees/>, (2020).