

ce cas, la perte de charge augmente, et donc aussi la pression dans le bas carter, entraînant l'augmentation du taux de fuite de l'ensemble moteur.

De nombreuses études expérimentales et numériques disponibles actuellement dans la littérature étudient l'influence du régime d'écoulement et des paramètres géométriques sur les performances des cyclones. Ces études ont permis de caractériser le niveau de perte de charge et le diamètre de coupure d'une large gamme de séparateurs cycloniques, et de proposer ainsi de nombreux modèles prédictifs, dont une synthèse est proposée par Cortés et al. [1]. Les travaux disponibles sur des cyclones de petites tailles, pour des débits de gaz élevés, restent des cas isothermes [2,3].

Certains auteurs évaluent l'influence de la température du gaz sur la perte de charge et l'efficacité de collection [4,5], pour des parois externes adiabatiques. Concernant le transfert thermique dans les cyclones, les travaux disponibles s'intéressent principalement à l'influence de la vitesse du gaz en entrée sur le nombre de Nusselt local ou moyen [6-9]. Ils correspondent pour la plupart à des géométries figées de grande dimension. Dans la gamme de petits cyclones qui nous intéresse, peu de données sont disponibles sur l'échange de chaleur entre le gaz et les parois.

On propose dans cette étude expérimentale d'étudier le transfert thermique global au sein d'un petit cyclone de diamètre constant $D=29$ mm, correspondant à une valeur médiane des cyclones appliqués au déshuilage des gaz issus des enceintes moteur.

2. Dispositif expérimental

Pour cette étude, nous avons développé un dispositif d'essais (voir Figure 1) permettant d'imposer la température de paroi interne du cyclone constante, par une circulation externe à fort débit d'un fluide caloporteur, dont la température est régulée par un cryostat (Huber 4 kW, $-55/+100^{\circ}\text{C}$, stabilité : $0,02^{\circ}\text{C}$). Un agitateur, de type turbine Rushton, maintient un brassage important dans l'enceinte externe, avec de forts coefficients externes de transfert convectif. On a vérifié que dans les conditions d'expériences, cette résistance convective externe, ainsi que la résistance conductive de la paroi du cyclone, en aluminium de faible épaisseur ($e=2\text{mm}$), sont négligeables devant la résistance convective interne que l'on cherche à déterminer.

La température d'entrée du gaz est fixée constante par un réchauffeur d'air, asservi en température à une valeur proche de celle des gaz de « blow-by », soit 80°C . Nous avons utilisé un régulateur massique (Brooks 5853S) pour faire varier le débit d'air dans la gamme habituelle des applications « blow-by », entre 30 et $90 \text{ Nl}\cdot\text{min}^{-1}$.

On note que la surface totale d'échange S_c est constituée de la paroi du cyclone, de la partie de la jambe d'entrée comprise entre la section de mesure de T_i et l'entrée du cyclone, ainsi que de la partie de la jambe de sortie allant jusqu'au plan de mesure de T_o . Cette surface est visualisée en Figure 2.

La mesure de la température en sortie du cyclone permet alors la détermination, par un bilan enthalpique, du coefficient de transfert convectif moyen du cyclone, et du nombre de Nusselt moyen associé. Par ailleurs, une mesure de pression différentielle (capteur Keller-Druck, PD41X 0-30 mbar) entre l'entrée et la sortie du cyclone conduit à la détermination du niveau de perte de charge, pour un débit donné.

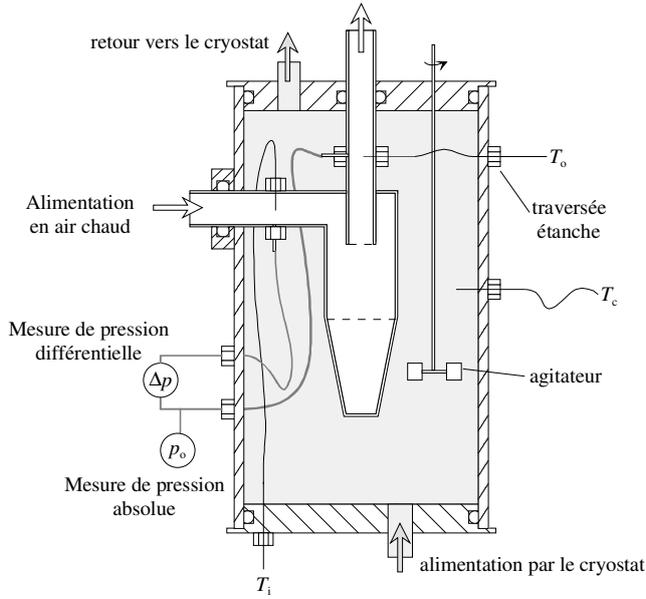


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental

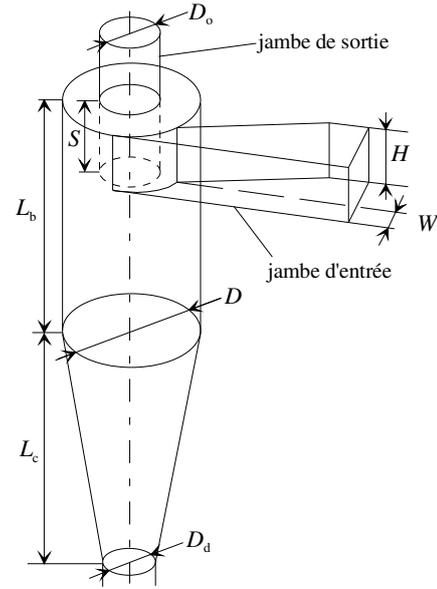


Figure 2 : Paramètres géométriques du cyclone

Plusieurs géométries de cyclone ont été étudiées, permettant ainsi l'établissement de corrélations du nombre de Nusselt moyen Nu et de la perte de charge associée, en fonction du nombre de Reynolds et du paramètre sans dimension $L^* = L_b/D$ (voir Figure 2). On note que dans cette étude, la hauteur de cône L_c a été ajustée de façon à garder $L_c = L_b$. Nous avons fait varier le paramètre L^* entre 0,75 et 2,5, l'ensemble des autres données géométriques restant constantes. A titre d'exemple, on précise dans le Tableau 1 les dimensions du cyclone standard « 2D », qui correspond à une valeur du paramètre $L^* = 2$.

L^*	D	L_b	L_c	H	W	S	D_e	D_d
2	29	58	58	14	6,5	18	13	11,6

Tableau 1 : Dimensions (en mm) du cyclone « 2D »

3. Exploitation des données d'essais

Le bilan enthalpique entre l'entrée et la sortie du cyclone permet de déterminer la puissance thermique Φ échangée entre le gaz et les parois internes à température imposée T_w :

$$\Phi = \dot{m}_g (h_i - h_o) \quad (1)$$

où h_i et h_o sont respectivement les enthalpies spécifiques du gaz en entrée et sortie du cyclone. Le coefficient de transfert convectif moyen interne h est alors défini par :

$$h = \Phi / (S_c \Delta T_{log}) \quad (2)$$

avec ΔT_{log} l'écart de température logarithmique $\Delta T_{log} = (T_i - T_o) / \ln((T_i - T_w) / (T_o - T_w))$, et S_c la surface interne du cyclone. On note que la température T_w est considérée comme égale à la température du bain thermostaté T_c . Le nombre de Nusselt moyen est alors défini comme :

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda_g} \quad (3)$$

avec D_h le diamètre hydraulique de l'entrée ($D_h=2HW/(H+W)$).

Enfin, pour l'établissement d'une corrélation de transfert thermique gaz / paroi, il y a lieu de prendre en compte le nombre de Reynolds Re_i en entrée du cyclone :

$$Re_i = \frac{\rho_i V_i D_h}{\mu_i} \quad (4)$$

avec μ_i et ρ_i , respectivement la viscosité dynamique du gaz et sa masse volumique évaluées à la température d'entrée du cyclone, et V_i la vitesse débitante du gaz dans la section d'entrée.

La perte de charge dans un cyclone est généralement considérée comme une perte de charge singulière. La relation entre le coefficient de singularité ξ et la perte de charge entre l'entrée et la sortie du cyclone s'écrit alors :

$$\Delta P = \xi \frac{1}{2} \rho_i V_i^2 \quad (5)$$

4. Résultats et discussion

Pour chacune des géométries étudiées, une valeur expérimentale du coefficient de perte de charge ξ a été obtenue (voir Tableau 2), par minimisation par la méthode des moindres carrés de l'écart entre les pertes de charge mesurées et celles évaluées par la relation (5), sur la plage de débit étudiée. Ces valeurs expérimentales, présentées sur la Figure 3, sont comparées à celles obtenues par application des modèles semi-empiriques proposés par Muschelknautz [10] et Dirgo [11], pour lesquels les corrélations de ξ dépendent du paramètre L^* . Avec un écart relatif moyen de 3%, on note une bonne adéquation entre le modèle de Muschelknautz et les résultats issus des essais, en conformité avec les conclusions de Cortés et al. [1], qui précisent que c'est actuellement le modèle le plus prédictif pour l'évaluation du coefficient de perte de charge.

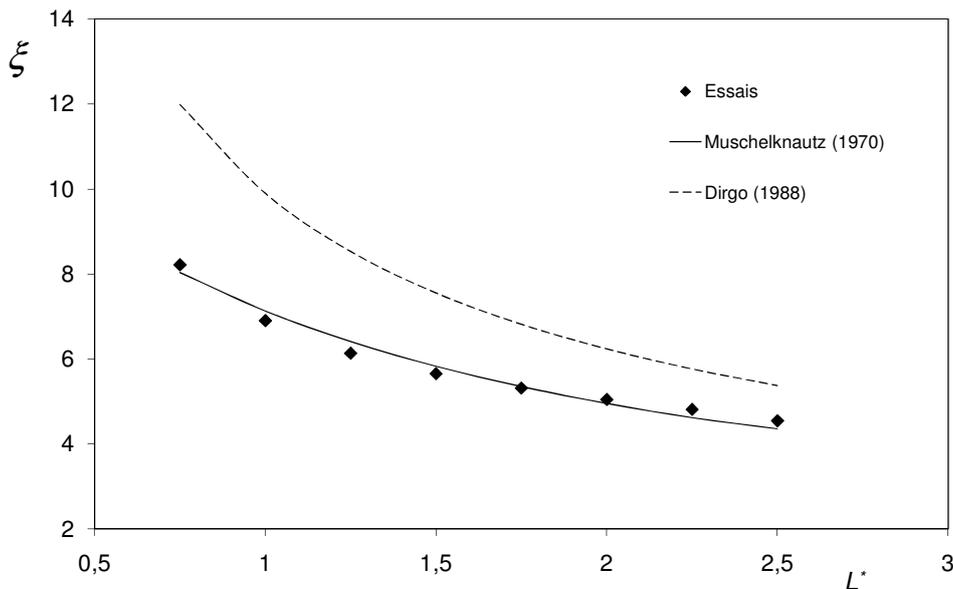


Figure 3 : Evolution du coefficient de perte de charge ξ en fonction du paramètre géométrique L^* , en confrontation aux modèles de la littérature [10,11]

Une détermination expérimentale du nombre de Nusselt moyen Nu a été réalisée, pour une plage du nombre de Reynolds d'entrée Re_i allant de 3000 à 9000, et pour des valeurs du paramètre L^* variant entre 0,75 et 2,5. Pour cette famille de petits cyclones, une corrélation de ces résultats expérimentaux a été établie sous la forme :

$$Nu = A Re_i^m Pr^{0,33} \quad (6)$$

L'écart relatif moyen entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par application de cette corrélation est de 1,6%, avec un maximum de 2,8%. Les résultats correspondants sont montrés conjointement en Figure 4. Les valeurs des coefficients A et m , fonctions du paramètre L^* , sont rapportées dans le Tableau 2.

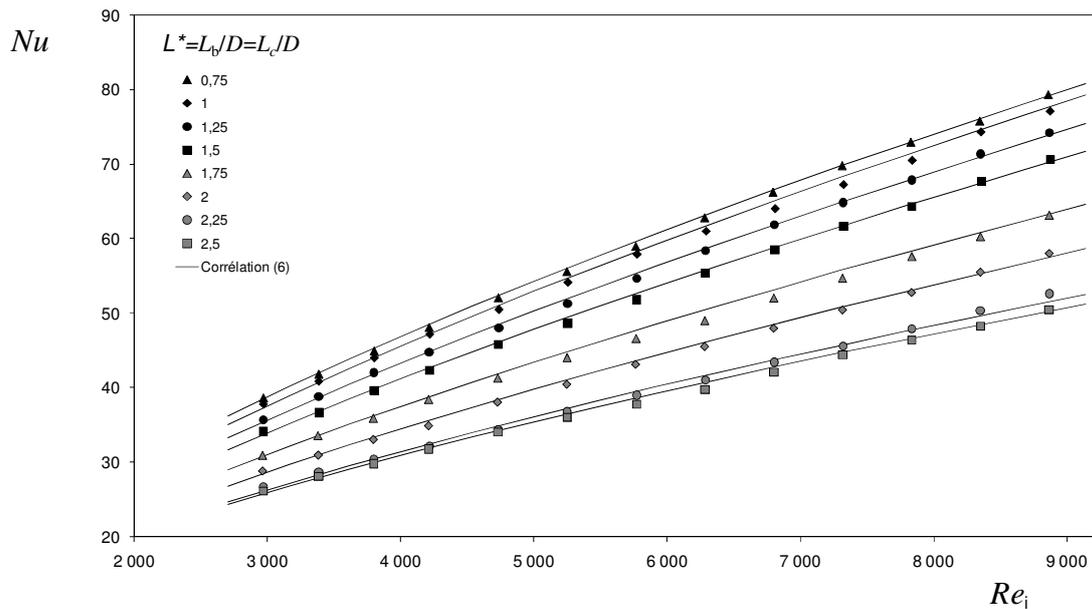


Figure 4 : Evolution du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Reynolds, pour différentes valeurs du paramètre L^*

L^*	A	m	ξ
0,75	0,220	0,660	8,22
1	0,197	0,670	6,90
1,25	0,184	0,672	6,13
1,5	0,178	0,670	5,65
1,75	0,179	0,658	5,31
2	0,188	0,642	5,04
2,25	0,204	0,621	4,81
2,5	0,216	0,612	4,54

Tableau 2 : Valeurs des coefficients A , m et ξ présents dans les corrélations (5) et (6)

5. Conclusion

L'objectif de cette étude était de caractériser expérimentalement le transfert thermique convectif au sein des cyclones de petite dimension utilisés dans les applications automobiles pour le déshuilage des gaz issus du bas carter. Nous avons choisi un cyclone de diamètre $D=29$ mm, valeur médiane des diamètres de cyclone généralement rencontrés pour ces applications, et une gamme de débit associée allant de 30 à 90 $Nl.min^{-1}$. Pour cette valeur fixe

du diamètre D , nous avons fait varier la hauteur du cylindre, dans une plage du paramètre sans dimension correspondant L^* allant de 0,75 à 2,5. Dans l'approche expérimentale mise en œuvre, la température de paroi est imposée par circulation externe à fort débit d'un fluide caloporteur, au sein d'un réacteur agité.

Par la mesure des niveaux de pression statique en entrée et sortie du cyclone, nous avons pu déterminer les valeurs expérimentales du coefficient de perte charge. Ces coefficients sont en bon accord avec ceux déterminés par application du modèle de Muschelknautz [10], qui prend en compte l'influence de la hauteur du cyclone sur l'évolution de la perte de charge.

Concernant le transfert thermique entre le gaz chaud et la paroi à température imposée, nous avons pu déterminer des valeurs expérimentales du nombre de Nusselt moyen, par bilan enthalpique entre l'entrée et la sortie du cyclone. L'ensemble de ces résultats a permis de proposer une corrélation pour la détermination du nombre Nusselt moyen, fonction notamment du nombre de Reynolds d'entrée. Les coefficients qui apparaissent dans cette corrélation dépendent du paramètre géométrique L^* , et leurs valeurs sont fournies sous forme de tableau. L'écart relatif maximal entre les valeurs mesurées du nombre de Nusselt moyen, et celles obtenues par application de la relation (6) est de 2%.

La corrélation proposée pourra donc être utilisée, dans sa plage de validité, pour le dimensionnement des transferts thermiques convectifs au sein des cyclones de faible dimension utilisés dans les applications de dépollution moteur.

Références

- [1] C. Cortés, A. Gil., Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators, *Progress in Energy and Combustion Science*, 33 (2007), 409-452.
- [2] Y. Zhu, K. W. Lee., Experimental study on small cyclones at high flowrates, *J. Aerosol Sci.*, 30 (1999), 1303-1315.
- [3] L. Ma, D. B. Ingham and X. Wen., Numerical modelling of the fluid and particle penetration through small sampling cyclones, *J. Aerosol Sci.*, 31 (2000), 1097-1119.
- [4] M. Bohnet, Influence of the gas temperature on the separation efficiency of aerocyclones, *Chem. Eng. and Proc.*, 34 (1995), 151-156.
- [5] J. Gimbun, T. G. Chuah, A. Fakhru'l-Razi, A., et T.S.Y. Choong, The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop: a CFD study, *Chem. Eng. and Proc.*, 44 (2005), 7-12.
- [6] I. Karagoz, F. Kaya, CFD investigation of the flow and heat transfer characteristics in a tangential inlet cyclone, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 34 (2007), 1119-1126.
- [7] A. V. S. S. K. S Gupta, P. K. Nag, Prediction of heat transfer coefficient in the cyclone separator of a CFB, *Int. J. Energy. Res.*, 24 (2000), 1065-1079.
- [8] J. Lédé, H. Z. Li, F. Soullignac, J. Villiermaux, Le cyclone réacteur III : mesure de l'efficacité des transferts de chaleur et de matière entre les parois et un gaz circulant seul, *The Chem. Eng. J.*, 45 (1990), 9-24.
- [9] J. Szekely, R. Carr, Heat transfer in a cyclone, *Chem. Eng. Sc.*, 21 (1966), 1119-1132.
- [10] E. Muschelknautz, W. Kambrock, Aerodynamische Bei-werte des Zyconabscheiders aufgrund neuer und verbesserter Messungen, *Chem. Ing. Tech.*, 42 (1970), 247-255.
- [11] J. Dirgo, Relationships between cyclone dimensions and performance. Doctoral Thesis, Harvard University, USA (1988).