

# Étude numérique du débit d'air éjecté par une denture droite d'engrenage en vue d'une modélisation des pertes par ventilation

Y. Marchesse<sup>a</sup>, C. Changenet<sup>a</sup>, F. Ville<sup>b</sup>, P. Velex<sup>b</sup>

a. Laboratoire d'Énergétique, ECAM Lyon, Université de Lyon, 40 montée St-Barthélemy, 69005 LYON

b. LaMCoS, INSA Lyon, Université de Lyon, 18-20, rue des Sciences, 69621 Villeurbanne

## Résumé :

*Cette étude s'intéresse aux prédictions numériques des pertes par ventilation observées dans les transmissions par engrenages ayant des vitesses périphériques importantes. Le rôle du débit éjecté par les roues dentées testées est d'une part analysé et une formulation des pertes basée sur une analogie avec la cinématique de l'écoulement dans un système rotor est d'autre part proposée.*

## Abstract :

*In this paper a computational fluid dynamics code is applied to three-dimensional simulations of windage power losses generated by spur gears rotating in air. The volumetric flow rate which is expelled by the teeth is analyzed in a first part, and a simple formulation, based on a classical approach used in turbomachinery, is then proposed which makes it possible to estimate windage losses for spur gears.*

**Mots clefs :** CFD ; pertes par ventilation ; modélisation ; transmissions par engrenages

## 1 Introduction

Les études s'intéressant aux transmissions par engrenages ont mis en évidence la prépondérance des pertes aérodynamiques, appelées pertes par ventilation, dès lors que les vitesses périphériques sont importantes (*i.e.* supérieures à 100 m/s). Plusieurs travaux ont permis d'établir des modèles de prédiction de ces pertes. Si ces travaux sont unanimes à pointer le rôle de la vitesse des mobiles sur les pertes aérodynamiques générées, ils diffèrent par contre sur l'influence relative des divers paramètres qui composent la géométrie d'un pignon. Anderson et Loewenthal [1], Townsend [10] ont établi par exemple des modèles basés sur la largeur et les rayons primitifs des roues dentées alors que l'approche de Dawson [2] considère en plus le module pour la prédiction des pertes par ventilation. Diab *et al.* [3] proposent quant eux une approche basée sur une analyse simplifiée des débits autour des engrenages qui fait ressortir l'importance d'une surface active localisée sur la partie supérieure des dents. Plus récemment Seetharaman et Kahraman [9] ont développé un modèle prédisant simultanément les pertes par barbotage et par ventilation. Néanmoins lorsqu'une unique roue dentée en mouvement dans de l'air est considérée, il apparaît que ces modèles ne prennent pas en compte de façon explicite les dimensions des dents dans les pertes. Pourtant une étude numérique [7] a mis en évidence le lien important entre la géométrie de la denture, les pertes par ventilation, et le débit d'air éjecté au cours du mouvement de la roue dentée. A l'aide d'un code de calculs de CFD, cette nouvelle étude se propose en premier lieu de caractériser le débit éjecté par trois roues dentées ayant des caractéristiques géométriques (rayon primitif, largeur, module) de valeurs différentes (TAB. 1). Une modélisation simple du débit impliquant ces caractéristiques est ensuite proposée pour être utilisée dans un modèle des pertes par ventilation basé quant à lui sur une analogie entre l'écoulement du fluide au passage des roues dentées avec celui observé dans les rotors de type centrifuge.

Roue	$D_p$ (mm)	$m$ (mm)	$b$ (mm)
1	100	5	24
2	150	5	24
3	288	4	30

TAB. 1 – Caractéristiques géométriques des roues des calculs numériques ( $D_p$  : diamètre primitif,  $m$  : module,  $b$  : largeur).

## 2 Approche numérique

L'écoulement de l'air est gouverné par les équations de Navier-Stokes incompressibles et une prédiction numérique est atteinte à l'aide du code de calculs commercial ANSYS-CFX (v. 12.0) basé sur la méthode statistique de type RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). Les équations de Navier-Stokes moyennées sont fermées à l'aide du modèle de turbulence bas-Reynolds  $k - \omega$  SST (*Shear Stress Transport*) [8]. Le terme de convection est résolu à partir du schéma du second ordre *High Resolution* et l'écoulement est supposé être incompressible, le nombre de Mach maximum étant égal à 0,3 sur les cas testés. Une approche bidimensionnelle ne permettant pas de représenter correctement l'éjection de l'air au passage de l'engrenage [7], les résultats numériques reposent sur des domaines tridimensionnels représentatifs d'une demi-largeur d'une dent et du fluide environnant (FIG. 1). Les équations de mouvement sont résolues d'une part sur des maillages structurés suffisamment fins dans la région des parois pour tenir compte de la sous-couche visqueuse (*i.e.*  $y^+ < 3$ ) et d'autre part dans le repère relatif à la roue dentée. Le code de calculs estime dans ce cas les efforts d'inertie d'entraînement et de Coriolis. Une vitesse nulle est imposée aux nœuds placés sur la surface de la roue, et une condition de périodicité sur les surfaces latérales. La composante normale de la vitesse est imposée nulle dans le plan de symétrie et des conditions permettant au fluide d'entrer ou sortir librement du domaine de calcul sont imposées aux trois surfaces restantes. Le fluide considéré ici est de l'air pur et ses propriétés physiques sont celles considérées à 25°C (*i.e.*  $\rho = 1,185 \text{ kg/m}^3$  et  $\mu = 1,831 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$ ). La convergence est contrôlée à la fois par l'examen des résidus associés à chaque équation, mais aussi par la valeur du couple de traînée généré par l'écoulement sur la demi-dent et la surface latérale associée.

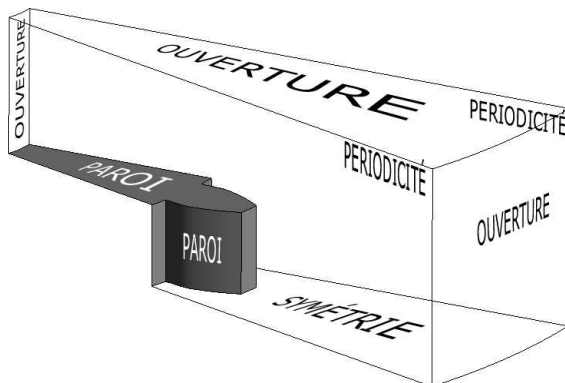


FIG. 1 – Schéma d'un domaine de calculs et conditions limites.

## 3 Résultats numériques

Les prédictions numériques mettent en évidence la complexité de la trajectoire de l'écoulement au passage des roues mobiles. L'air provenant des flancs est entraîné axialement dans la région située entre deux dents consécutives où une recirculation y prend place. Ensuite l'air est éjecté de façon radiale par effet centrifuge (FIG. 2.a). Une partie de l'air éjecté provient des régions placées au-dessus des dents, celle-ci étant entraînée dans la région entre deux dents consécutivement à la présence d'une dépression dans cette zone. Les pertes estimées numériquement sont quant à elles proches de celles mesurées pour des vitesses de rotation, notées dans la suite  $\omega$ , supérieures à 300 rad/s (FIG. 2.b). Le maximum de différence de ces pertes est observé pour la roue 3 à 700 rad/s et vaut 80 W correspondant à un écart-relatif égal à 11%. Des écarts-relatifs plus importants sont observés pour des vitesses de rotation plus faibles. Néanmoins l'approche numérique de cette étude est validée au regard des résultats expérimentaux et numériques proches aux vitesses pour lesquelles les pertes par ventilation sont prépondérantes. Notons que des résultats similaires ont été obtenus numériquement

par Hill *et al.* [5] basant leur calcul sur un domaine représentant la roue entière en plus de l'air au voisinage. L'approche utilisée ici, basée sur la représentation d'une seule dent, est donc moins couteuse en temps de calculs. Malgré la simplicité de cette approche les prédictions numériques sont satisfaisantes. Si le débit volumique d'air ( $Q$ ) provenant des flancs et de la région supérieure aux dents, et passant par le volume occupé par le fluide entre toutes les dents est considéré, il est observé d'une part, une évolution linéaire du débit avec la vitesse de rotation (FIG. 3.a) et, d'autre part, un débit quasiment proportionnel au nombre de dents composant la roue (FIG. 3.b). Par contre, une légère influence du diamètre primitif sur le débit éjecté pour les vitesses de rotation élevées est observée.

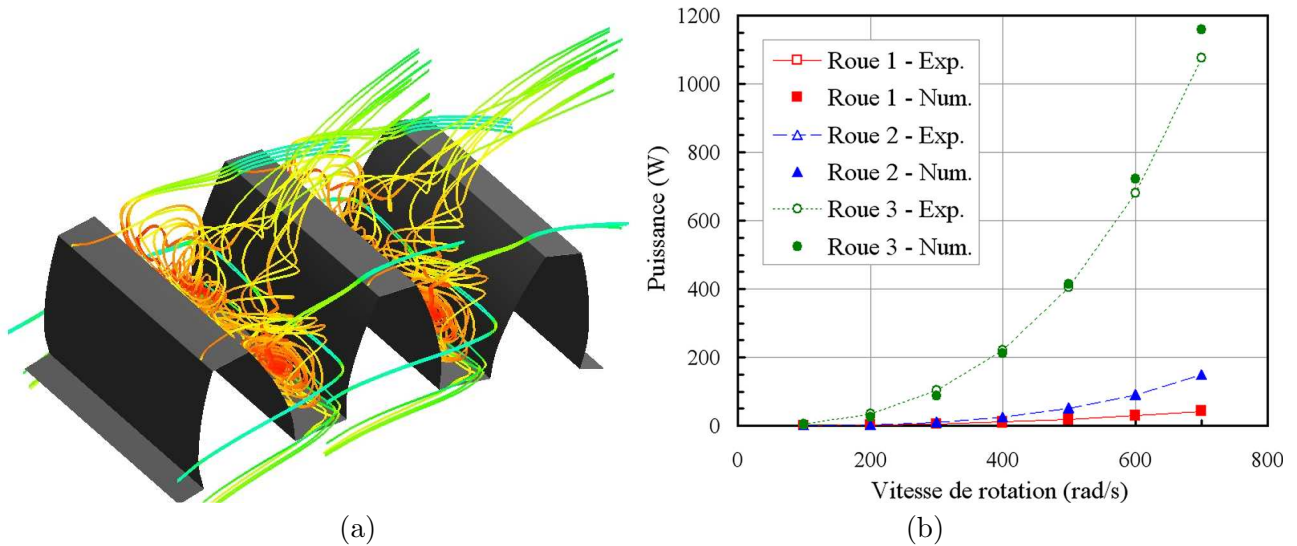


FIG. 2 – a, lignes de courant (Roue 2) ; b, pertes par ventilation mesurées et estimées numériquement.

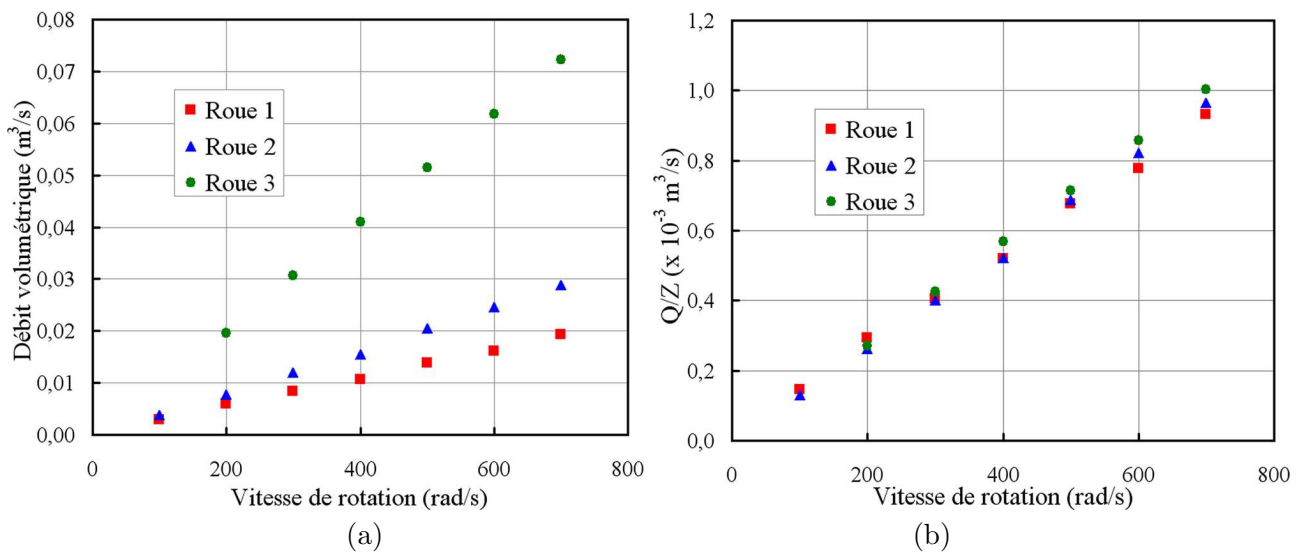


FIG. 3 – a, débit total éjecté ; b, débit par dent éjecté ( $Z$  représente le nombre de dents).

Afin de modéliser de façon simplifiée le débit éjecté par les roues dentées, celui-ci est considéré, en première approximation, comme étant proportionnel au nombre de dents, au volume occupé par l'air entre deux dents consécutives, et à la vitesse de rotation :

$$Q_{\text{mod.}} = \text{Cste} \times Z \times h \times b \times \frac{m\pi}{2} \times \omega \quad (1)$$

avec  $h$  la hauteur des dents. Cette relation est modifiée pour faire apparaître le rayon primitif des roues,  $R_p$  :

$$Q_{\text{mod.}} = \lambda h b R_p \omega \quad (2)$$

La valeur du coefficient de débit  $\lambda$  peut être estimée pour chacune des roues. Il est à noter que ce paramètre reste quasiment constant pour des vitesses de rotation supérieures à 300 rad/s, quelle que soit la roue étudiée ici (FIG. 4.a). Pour ces vitesses de rotation les coefficients de débits des roues 1 et 2 sont très proches ( $\lambda \simeq 2,0$ ), alors que la valeur atteinte pour la roue 3 est plus importante ( $\lambda \simeq 2,6$ ). Lorsque la valeur de  $\lambda$  estimée pour chacune des roues est utilisée dans le modèle de débit (Eq. 2) la comparaison des débits estimés par ce modèle et par voie numérique est très satisfaisante pour les trois roues (FIG. 4.b) validant en partie la formulation (2). Si cette fois la valeur moyenne des coefficients de débit ( $\bar{\lambda} \simeq 2,2$ ) est utilisée dans le modèle (2) des écarts plus importants sont notés et les débits modélisés pour la roue 3 sont largement sous-estimés (FIG. 5). Ces observations soulignent la difficulté à atteindre une valeur à la fois unique de  $\lambda$  et adaptée à toutes les géométries de denture. Ce point confirme les résultats d'une précédente étude [6] dans laquelle l'influence de la hauteur des dents sur la répartition du débit à l'entrée de la région entre deux dents consécutives a mis en évidence la complexité de la relation entre la géométrie des dents et le débit éjecté.

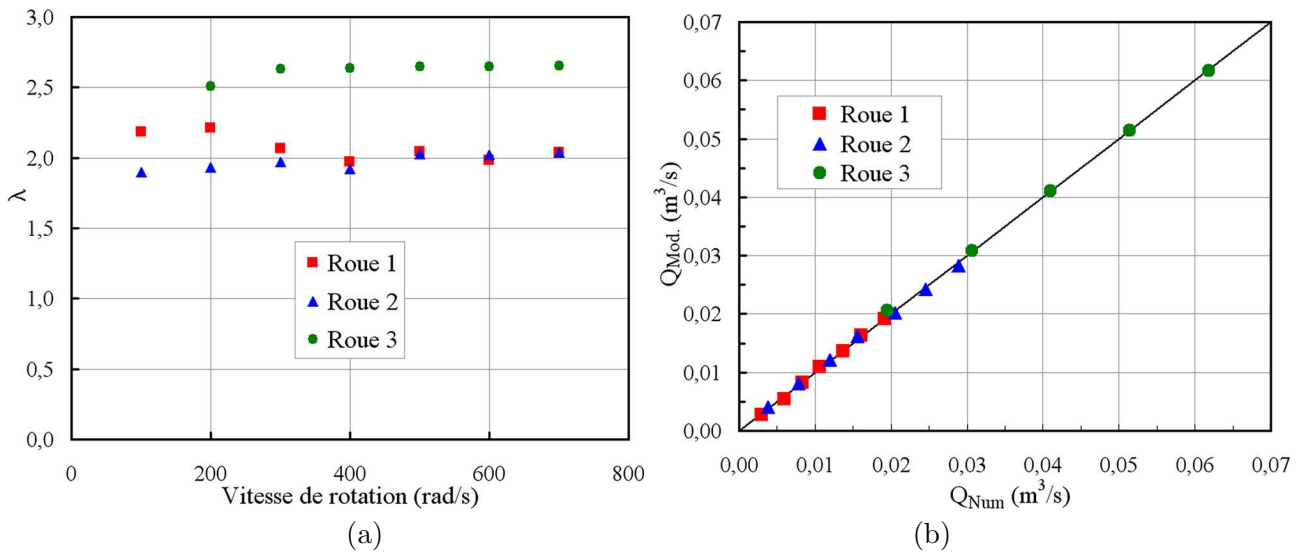


FIG. 4 – a, coefficient de débit ; b, comparaison des débits modélisés utilisant les coefficients de débits estimés pour chacune des roues et ceux prédits numériquement.

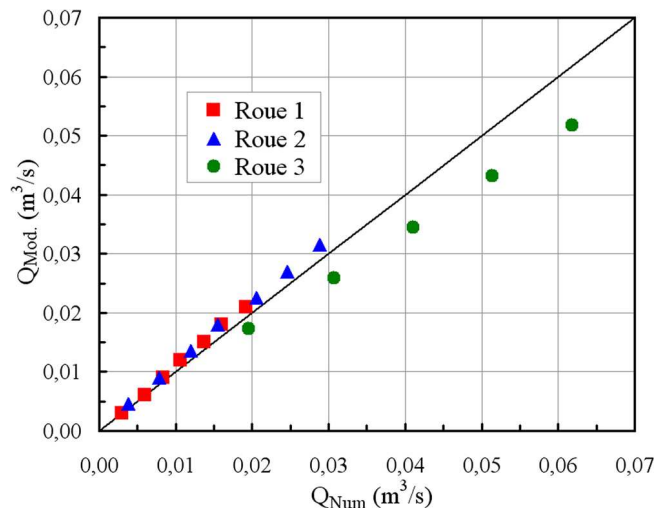


FIG. 5 – Comparaison des débits modélisés avec le coefficient moyen  $\bar{\lambda}$  et ceux estimés numériquement.

## 4 Modélisation des pertes par ventilation à partir d'une analogie avec les rotors centrifuges

Les résultats numériques ont mis en évidence la similarité des écoulements au passage des roues dentées avec ceux observés dans les rotors de type centrifuge, en plus de l'évolution linéaire du débit avec la vitesse de rotation. Il semble alors intéressant d'étudier l'efficacité d'une modélisation basée sur une analogie avec celle utilisée dans le cas de rotor de type centrifuge, à estimer correctement les pertes par ventilation. Dans le cas d'un rotor on considère le volume occupé par le fluide entre deux aubes consécutives. Le fluide entre à une distance radiale  $r_1$  avec une vitesse absolue  $V_1$  pour ressortir à une distance radiale  $r_2$  avec une vitesse absolue  $V_2$ . Les vitesses absolues peuvent être décomposées en une vitesse d'entraînement  $U$  et une vitesse relative  $W$  tangente à la surface de la dent (FIG. 6). La vitesse absolue peut aussi être décomposée en une contribution radiale ( $V_r$  la vitesse débitante) et une contribution tangentielle ( $V_u$  la vitesse de transfert d'énergie). La puissance communiquée par le rotor au fluide (*i.e.*  $C\omega$  où  $C$  est le couple exercé par le rotor sur le fluide) s'écrit finalement lorsque ce dernier entre sans pré-rotation dans la partie mobile [4] :

$$\frac{C\omega}{\rho Q} = U_2 V_{u2} \quad (3)$$

Une formulation similaire peut alors être proposée pour les roues dentées et dans ce cas le débit de la relation (3) est remplacé par le débit modélisé (Eq. 2) et la composante tangentielle décomposée afin de faire apparaître de nouveau ce débit :

$$P_{\text{dents}} = \rho Q_{\text{mod.}} U_2 \left( U_2 + \frac{Q_{\text{mod.}}}{S_2 \tan \gamma_2} \right) \quad (4)$$

avec  $\gamma_2$  l'angle de pression augmenté de la valeur  $\pi$ . Les pertes générées par les flancs sont estimées quant à elles à partir du modèle proposé par Diab *et al.* [3] dans lequel le couple des frottements visqueux considère les contributions des couches limites laminaire et turbulente sur le flanc. Les pertes mesurées par ventilation et celles prédites par le modèle (4) reposant sur des débits modélisés utilisant pour chacune des roues leur propre coefficient de débit sont rassemblées sur la figure 7.a. Il est à noter que l'évolution des pertes issues du modèle est fidèle à celles mesurées. Par ailleurs, les écarts relatifs entre ces deux estimations restent inférieures à 15% pour des vitesses supérieures à 300 rad/s concernant la roue 3. Des écarts relatifs plus importants sont notés pour les deux autres roues à ces mêmes vitesses de rotation. Il est intéressant de noter, encore une fois, qu'utiliser le coefficient de débit moyen  $\bar{\lambda}$  dans la modélisation des pertes entraîne des dispersions plus importantes entre les prédictions et les mesures (FIG. 7.b).

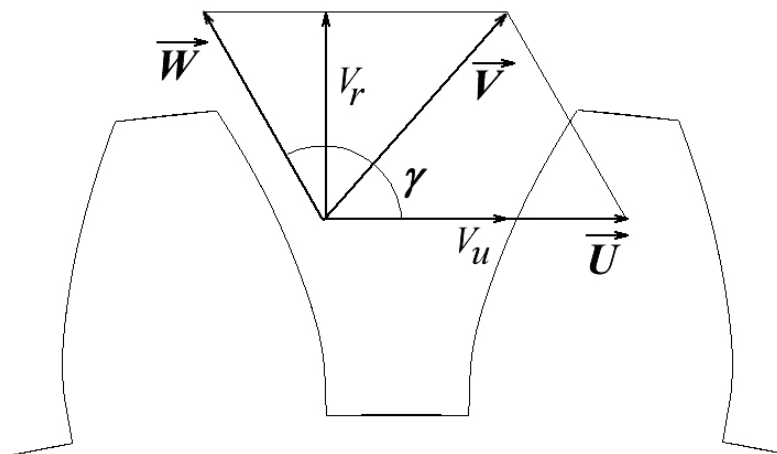


FIG. 6 – Décompositions de la vitesse absolue du fluide mis en mouvement par la denture.

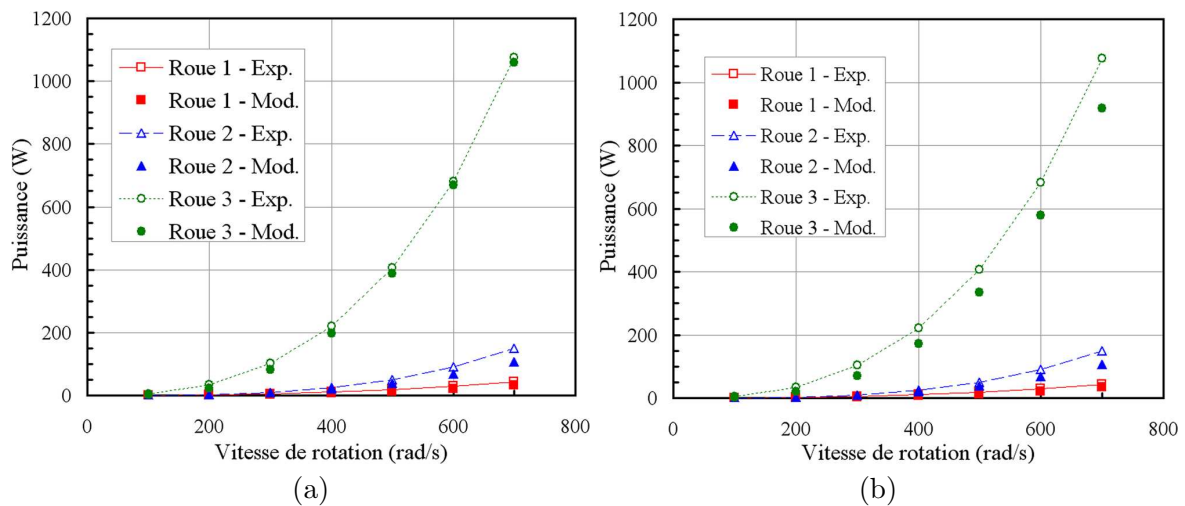


FIG. 7 – Pertes par ventilation mesurées et estimées à partir du modèle (4) basé sur les coefficients de débits estimés pour chacune des roues (a) ou le coefficient de débit moyen  $\bar{\lambda}$  (b).

## 5 Conclusion et discussion

Cette étude s'est intéressée aux prédictions numériques de l'écoulement d'air au passage d'une roue dentée en rotation, du débit éjecté au cours du mouvement, et des pertes par ventilation associées. Il apparaît que, en première approximation, le débit mis en jeu peut être modélisé de façon simple à partir du volume occupé par l'air entre les dents et de la vitesse de rotation de la roue. Enfin une modélisation des pertes par ventilation basée sur une analogie des puissances communiquées au fluide par un rotor de type centrifuge permet d'atteindre une estimation approchée de ces pertes. Néanmoins, cette prédiction est sensible à la valeur du coefficient de débit et dépend de la géométrie de la denture. D'autres études numériques sont menées en ce sens dans le but de proposer une formulation générale du coefficient de débit permettant d'adapter une valeur à chaque géométrie.

## Références

- [1] Anderson N. E., Loewenthal S. 1981 Effect of geometry and operating conditions on spur gears system power loss. *ASME J. Mech. Des.* **130** 151-159
- [2] Dawson P. H. 1984 Windage loss in larger high-speed gears. *Proc. Inst. Mech. Eng.* **198A(1)** 51-59
- [3] Diab Y., Ville F., Velex P., Changenet C. 2004 Windage losses in high speed gears - preliminary experimental and theoretical results. *ASME J. Mech. Des.* **126** 903-908
- [4] Dixon S. L. 1998 Application and validation of unstructured overset CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery (4th edition, Butterworth Heinemann)*
- [5] Hill M. J., Kunz R. F., Noack R. W., Long L. N., Morris P. J., Handschuh R. F. 2008 Application and validation of unstructured overset CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation. *In Proc. of 64th American Helicopter Society Annual Forum, Montreal, Canada* 9 p.
- [6] Marchesse Y., Changenet C., Ville F., Velex P. 2010 Influence of tooth geometry on windage power losses in spur gears. *Int. Conf. on Gears, Garching (Munich)*.
- [7] Marchesse Y., Changenet C., Ville F., Velex P. 2011 Investigation on CFD simulation for predicting windage power losses in spur gears. *ASME J. Mech. Design* **133** 7 p.
- [8] Menter F.R. 1994 Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications *A.I.A.A. Journal* **32(8)** 1598-1605
- [9] Seetharaman S., Kahraman A. 2009 Load-independent spin power losses of a spur gear pair : model formulation. *ASME J. Tribology* **131 (2)** 1-11
- [10] Townsend D. P. 1992 *Dudley's gear handbook : the design, manufacture, and application of gears (2nd edition, New-York McGraw-Hill)*